

UNIVERSIDAD DE COSTA RICA  
SISTEMA DE ESTUDIOS DE POSGRADO

DISEÑO DE UN SISTEMA DE ENERGIA SOLAR PARA AGUA DE  
REPOSICIÓN DE CALDERAS

Trabajo final de investigación aplicada sometido a la consideración  
de la Comisión del Programa de Estudios de Posgrado en Ingeniería Mecánica  
para optar al grado y título de Maestría Profesional en Ingeniería Mecánica  
con Énfasis en Sistemas Térmicos y de la Energía.

Andrés Cambronero Espinoza

Ciudad Universitaria Rodrigo Facio, Costa Rica  
2019

---

## **Dedicatoria**

Dedico este trabajo primeramente a Dios, por darme la oportunidad de explorar el mundo de la ingeniería, por brindarme una existencia lozana, estable y por facilitarme los medios para realizar esta obra.

A mis padres, por su acompañamiento amoroso, desinteresado e incondicional que nunca ha estado supeditado absolutamente a nada.

A mi hermano, por poner un poco de humor en mis días de trabajo y por balancear mi premura con su serenidad.

A JMF, mi amor, mi amiga y mi compañera de aventuras, por su apoyo constante y motivación incesante durante el desarrollo de este proceso.

---

## **Agradecimientos**

En primera instancia agradezco a mi empleador durante el desarrollo de este proyecto, la empresa FIFCO, quién con el apoyo brindado por los líderes de la planta de refrescos pusieron a mi entera disposición los recursos necesarios para llevar a cabo las indagaciones, mediciones y diseños correspondientes a la presenta obra.

Agradezco también a mi alma máter, la Universidad de Costa Rica, por ser un formador consolidado de profesionales que ha fungido como un excelso facilitador en mi proceso de aprendizaje y crecimiento.

---

“Este trabajo final de investigación aplicada fue aceptado por la Comisión del Programa de Estudios de Posgrado en Ingeniería Mecánica de la Universidad de Costa Rica, como requisito parcial para optar al grado y título de Maestría Profesional en Ingeniería Mecánica con énfasis en Sistemas Térmicos y de la Energía.”

---

M.Sc. Alejandra Sánchez Calvo  
**Representante del Decano**  
**Sistema de Estudios de Posgrado**

---

M.Sc. Leonardo Suárez Matarrita  
**Profesor Guía**

---

M.Sc. Luis Fernando Chanto Jarquín  
**Lector**

---

M.Sc. Marco Antonio Valverde Lara  
**Lector**

---

M.Sc. Juan Gabriel Monge Gapper  
**Director del Programa de Posgrado en Ingeniería Mecánica**  
**Programa de Posgrado en Ingeniería Mecánica**

---

Andrés Francisco Cambronero Espinoza  
**Sustentante**

---

## Epígrafe

“El uso de la energía solar no ha sido desarrollado porque la industria del petróleo no posee el sol” - Ralph Nader.

“Si con los rayos del sol se pudieran construir armas, hace ya siglos que tendríamos energía solar” - Anónimo.

# Índice de Contenido

<b>Portada</b>	<b>i</b>
<b>Dedicatoria</b>	<b>ii</b>
<b>Agradecimientos</b>	<b>iii</b>
<b>Hoja de Aprobación</b>	<b>iv</b>
<b>Epígrafe</b>	<b>v</b>
<b>Abreviaturas</b>	<b>ix</b>
<b>Resumen</b>	<b>xii</b>
<b>Abstract</b>	<b>xiii</b>
<b>Índice de Figuras</b>	<b>xiv</b>
<b>Índice de Tablas</b>	<b>xvi</b>
<b>1 Introducción</b>	<b>1</b>
1.1 Descripción General . . . . .	1
1.2 Objetivos . . . . .	2
1.2.1 Objetivo General . . . . .	2
1.2.2 Objetivos Específicos . . . . .	2
1.3 Justificación . . . . .	3
1.4 Antecedentes . . . . .	5
1.5 Metodología . . . . .	5
1.6 Alcance y Limitaciones . . . . .	7
<b>2 Marco Teórico</b>	<b>9</b>
2.1 Fundamentos de energía solar . . . . .	9
2.2 Colectores solares para aprovechamiento térmico . . . . .	13
2.2.1 Tipos de colectores solares . . . . .	14

---

2.2.2	Eficiencia de los colectores solares . . . . .	19
2.2.3	Temperatura de los colectores solares . . . . .	24
2.3	Fundamentos de calderas . . . . .	24
2.4	Casos prácticos de aprovechamiento de la energía solar para su uso en calderas	34
<b>3</b>	<b>Sistema de Vapor en estudio: Operación y Requerimientos</b>	<b>38</b>
3.1	Ubicación y Contexto del Sistema de Vapor . . . . .	38
3.2	Descripción del Sistema de Vapor . . . . .	40
3.3	Proceso de combustión de la caldera . . . . .	45
3.4	Demanda de vapor del sistema . . . . .	46
3.5	Evaluación del Retorno de Condensado . . . . .	48
3.6	Análisis de Entalpía en el proceso . . . . .	54
<b>4</b>	<b>Aporte Energético Solar al Sistema de Vapor: Comparación de tecnologías</b>	<b>59</b>
4.1	Información de Irradiación Solar . . . . .	59
4.1.1	Información de Irradiación Solar mediante bases de datos . . . . .	62
4.1.2	Información de Irradiación Solar de estación meteorológica . . . . .	66
4.2	Comparación entre Colectores . . . . .	68
4.2.1	Evaluación de características físicas de los colectores . . . . .	69
4.2.2	Aprovechamiento máximo energético de ambos colectores . . . . .	73
<b>5</b>	<b>Diseño del Sistema Concentrador Solar</b>	<b>77</b>
5.1	Recuperación de agua de proceso industrial . . . . .	77
5.2	Enfoque del sistema solar y criterios de diseño . . . . .	79
5.3	Especificaciones técnicas de los colectores solares . . . . .	80
5.4	Alternativas de integración del sistema solar con el sistema de vapor . . . . .	81
5.4.1	Generación directa de vapor . . . . .	81
5.4.2	Fluido en una fase (indirecto) . . . . .	82
5.4.3	Precalentamiento . . . . .	82
5.4.4	Generación de vapor "Flash" . . . . .	84
5.4.5	Solución de integración seleccionada . . . . .	85
5.5	Diseño del espaciamiento y orientación del campo solar . . . . .	88
5.6	Disponibilidad de espacio físico y consideraciones geográficas . . . . .	89
5.7	Evaluación del almacenamiento de energía . . . . .	93
5.8	Cálculo de máxima energía térmica aprovechable . . . . .	95
5.9	Valoración de beneficio económico por ahorro de combustible . . . . .	96
5.10	Diseño electromecánico . . . . .	97

5.10.1	Subdivisión de Sistemas . . . . .	98
5.10.2	Ubicación física de sistemas . . . . .	99
5.10.3	Diagramas de Sistemas electromecánicos . . . . .	99
5.11	Filosofía de operación del sistema . . . . .	104
5.12	Dimensionamiento de tuberías . . . . .	106
5.13	Estimación de Costos para dimensionamiento . . . . .	107
5.14	Análisis financiero de escala del proyecto . . . . .	108
5.15	Consideraciones finales . . . . .	111
<b>6</b>	<b>Análisis Económico del Diseño Propuesto</b>	<b>112</b>
6.1	Consideraciones económicas . . . . .	112
6.2	Estimación del costo de los colectores solares . . . . .	113
6.3	Estimación de costos auxiliares . . . . .	113
6.3.1	Costos de obra gris . . . . .	113
6.3.2	Costos de sistemas electromecánicos y sistemas de control . . . . .	114
6.3.3	Costos de instalación de equipos y puesta en marcha . . . . .	114
6.3.4	Resumen de costos . . . . .	114
6.4	Cálculo de los beneficios asociados al proyecto . . . . .	115
6.5	Análisis económico . . . . .	116
6.6	Análisis de sensibilidad del proyecto . . . . .	116
6.7	Indicadores financieros finales del proyecto . . . . .	117
	<b>Conclusiones</b>	<b>121</b>
	<b>Recomendaciones</b>	<b>123</b>
	<b>Bibliografía</b>	<b>123</b>
	<b>Anexo A Análisis de Energía del Sistema de Vapor</b>	<b>127</b>
	<b>Anexo B Datos de Radiación del IMN</b>	<b>131</b>
	<b>Anexo C Estimación de la eficiencia térmica de los colectores</b>	<b>134</b>
	<b>Anexo D Modelos de concentradores solares de garganta parabólica (PTC)</b>	<b>136</b>
	<b>Anexo E Diseño de dimensiones del parque solar</b>	<b>138</b>
	<b>Anexo F Cálculo de potencia térmica solar y estimación de múltiplos solares</b>	<b>141</b>



---

<b>Anexo G Estimación de la energía térmica aprovechable por los concentradores solares</b>	<b>143</b>
<b>Anexo H Lista de Componentes Electromecánicos de la Instalación</b>	<b>154</b>
<b>Anexo I Diagramas de Proceso y Vista de Planta</b>	<b>159</b>
<b>Anexo J Cálculo del Beneficio Económico por Ahorro en Compensación</b>	<b>162</b>
<b>Anexo K Escenarios del Análisis Económico</b>	<b>163</b>

---

## Abreviaturas y Siglas

- **ASME:** *American Society of Mechanical Engineers.*
- **BNCR:** Banco Nacional de Costa Rica.
- **CSP:** *Concentrated Solar Power.*
- **FIFCO:** Florida Ice and Farm Company.  
Empresa donde se contextualiza el proyecto.
- **GEI:** Gas(es) de Efecto Invernadero.
- **HMI:** *Human-Machine Interface.*
- **HTF:** *Heat Transfer Fluid.*
- **IMN:** Instituto Meteorológico Nacional.
- **IRENA:** *International Renewable Energy Agency.*
- **LCOE:** *Levelized Cost of Energy.*  
Es el valor presente neto del costo unitario de la electricidad durante la vida útil de una fuente generadora de electricidad.
- **LPG:** *Liquid Petroleum Gas.*
- **NREL:** *National Renewable Energy Laboratory.*
- **PPM, ppm:** Partes por millón.
- **RECOPE:** Refinadora Costarricense de Petróleo.  
Institución pública encargada de la venta y distribución de combustible en Costa Rica.

- 
- **PSR:** Periodo Simple de Recuperación (de la inversión).
  - **PLC:** *Programmable Logic Controller*.
  - **SCA:** *Solar Collector Assembly*.
  - **SCADA:** *Supervisory Control and Data Acquisition*.
  - **TES:** *Thermal Energy Storage*.
  - **TIR:** Tasa Interna de Retorno.
  - **VAN:** Valor Actual Neto.

---

## Resumen

Ante la crisis energética que se ha agudizado en las últimas décadas, es imperativo buscar nuevas formas de energías renovables que sean sustentables en el tiempo. Conforme los recursos se vuelven más limitados y escasos, la optimización en el uso eficiente de la energía y la utilización de energías renovables ha pasado a tener un papel preponderante en el escenario mundial. La energía solar es un claro estandarte de esta renovación de paradigmas que suscita un nuevo interés a nivel de ingeniería.

Desde este contexto, se aborda una situación común en las industrias del país, que reside en el aprovechamiento de la energía solar para las aplicaciones térmicas que se derivan de los procesos de manufactura. Se piensa en la industria pues se sabe que requiere energía térmica en diversas etapas de sus procesos, pero bien se podría hablar acerca de otro fin que pueda hacer un uso del vapor como la generación eléctrica.

El presente trabajo detalla el diseño de un sistema de agua de reposición a la sala de calderas de una industria de bebidas mediante el uso de colectores solares para aprovechar la energía térmica solar mediante concentración parabólica. El diseño expuesto se basa en un análisis técnico-económico que permitió seleccionar una alternativa de transferencia de calor indirecta mediante un fluido térmico con concentradores solares de la marca *SkyFuel* para sustituir parcialmente la energía de combustión de la caldera pirotubular. Para el agua de reposición de la caldera se utilizó en el diseño, agua de un proceso de lavado de botellas que cuenta con características físico-químicas favorables para su uso en el proceso de generación de vapor. Se determinó una disminución promedio en el consumo de agua de 150 m<sup>3</sup> semanales y una sustitución del 12% de la energía térmica de la caldera. Al valorar la viabilidad económica del proyecto se determina que se tiene una TIR del 9,4%, un VAN de \$ (69.645,31) y un periodo de recuperación de la inversión de 8,9 años.

---

## Abstract

Due to the extensive use of finite resources the energy crisis has worsened in recent decades, and this situation now compels us to look into another direction. It is imperative to seek new sources of renewable and sustainable energy. Solar potential is a clear standard of this renewal of paradigms that arouses a new interest at engineering.

In this context, a great opportunity to take advantage of solar energy is found within the industrial area. Manufacturing sites use considerable amounts of thermal energy with low or medium temperatures.

This work describes the design of a water system replenishment at a beverage industry through the use of solar collectors to take advantage of thermal energy received through parabolic concentration. The design of this system is based on a technical-economic analysis that allowed to select an indirect heat transfer alternative through a thermal fluid with SkyFuel solar concentrators. These parabolic concentrators will partially replace the combustion energy of the shell boiler. A replacement of 12% of the thermal energy of the boiler was determined with the use of 3 SCA. When assessing the economic feasibility of the project, it is determined that there is an IRR of 9,38%, a VNA of \$ (69.645,31) and a recovery period of 8,9 years for the investment.

# Índice de Figuras

1.1	Variación del Precio del Búnker C. . . . .	4
2.1	Posición de la tierra con respecto al sol en el solsticio y en el equinoccio. . . .	11
2.2	Inclinación de la Tierra en los solsticios. . . . .	12
2.3	Ángulos del Zenith Solar $\theta_z$ , altitud $\alpha$ y Azimuto $A_t$ (Hemisferio Norte). . . .	13
2.4	Caminos de la radiación solar. a.Directa b.Difusa c.Reflejada. . . . .	14
2.5	Diagrama de un colector de placa plana. . . . .	15
2.6	Fila de colectores solares de garganta (o canal) parabólica. . . . .	17
2.7	Captación solar por medio de un sistema lineal Fresnel. . . . .	17
2.8	Generación de vapor mediante una torre solar térmica. . . . .	18
2.9	Línea y punto focal mediante concentradores parabólicos. . . . .	18
2.10	Eficiencia de un colector solar de placa plana. . . . .	20
2.11	Eficiencia de colector de tubos al vacío. . . . .	21
2.12	Eficiencia de concentrador parabólico. . . . .	23
2.13	Variación de la eficiencia con la temperatura. . . . .	25
2.14	Caldera Pirotubular Típica de 4 pasos que puede operar con búnker. . . . .	26
2.15	Precio Promedio Anual del Barril de Crudo. . . . .	26
2.16	Estructura de una caldera acuatubular. . . . .	27
2.17	Estructura de una caldera Pirotubular. . . . .	29
2.18	Diagrama de Entalpía y Entropía para agua (Diagrama de Mollier). . . . .	31
2.19	Diagrama de un sistema de vapor industrial. . . . .	32
2.20	Ejemplo del aprovechamiento de la energía solar en un ciclo Rankine Regenerativo. . . . .	35
2.21	Diseño de integración de un concentrador solar con un caldera. . . . .	37
3.1	Vista Aérea de Planta de Producción. . . . .	39
3.2	Caldera 1 del sistema. . . . .	41
3.3	Sistema de Vapor de Planta Refrescos. . . . .	44
3.4	Perfil de Consumo de Vapor Semanal. . . . .	47
3.5	Retorno de Condensado durante la primera semana en diferentes intervalos de tiempo. . . . .	51

---

3.6	Retorno de Condensado durante la segunda semana en diferentes intervalos de tiempo. . . . .	52
3.7	Retorno de Condensado durante la tercera semana en diferentes intervalos de tiempo. . . . .	53
3.8	Aporte porcentual de energía por proceso. . . . .	56
3.9	Gráfica Ph de los estados termodinámicos del sistema de vapor. . . . .	57
3.10	Gráfica Th de los estados termodinámicos del sistema de vapor. . . . .	58
4.1	Localización Geográfica. . . . .	60
4.2	Horizonte Topográfico y Longitud del día. . . . .	61
4.3	Gráficos de Irradiación global diaria. . . . .	65
4.4	Porcentajes de error entre conjuntos de datos. . . . .	68
4.5	Radiación horaria promedio. . . . .	69
5.1	Diagrama de recuperación de agua . . . . .	78
5.2	Concentrador solar de garganta parabólica de SkyFuel. . . . .	81
5.3	Esquemas para la generación directa de vapor. . . . .	83
5.4	Esquema para la generación de vapor mediante un líquido de transferencia. . . . .	84
5.5	Generación de vapor “Flash” . . . . .	85
5.6	Alternativa de integración seleccionada para los concentradores solares. . . . .	87
5.7	Espaciamiento adecuado de los concentradores solares. . . . .	88
5.8	Espacio disponible para concentradores solares. . . . .	90
5.9	Colocación de 3 SCA en el Área # 2. . . . .	91
5.10	Consideraciones en el área de techos. . . . .	92
5.11	LCOE para distintos SM con almacenamiento de energía. . . . .	93
5.12	Ubicación Física de Sistemas. . . . .	100
5.13	Diagrama de proceso e instrumentación para el sub-sistema de aceite térmico. . . . .	101
5.14	Diagrama de proceso e instrumentación para el sub-sistema de condensado y agua degasificada. . . . .	102
5.15	Diagrama de proceso e instrumentación para el sub-sistema de vapor. . . . .	103
5.16	Diagrama de proceso e instrumentación para el sub-sistema de agua suavizada. . . . .	104
6.1	Comportamiento de TIR en análisis de sensibilidad. . . . .	117
G.1	Eficiencia del concentrador solar . . . . .	144

# Índice de Tablas

1.1	Estimación de Ahorro en Precalentamiento de Agua. . . . .	4
2.1	Comparación entre los valores predichos y los medidos. . . . .	23
3.1	Características de las calderas. . . . .	40
3.2	Parámetros Fisico-Químicos recomendados para las calderas. . . . .	42
3.3	Características Físicas del búnker C. . . . .	45
3.4	Características Fisico-químicas del condensado. . . . .	48
3.5	Datos de retorno de condensado mensual. . . . .	49
3.6	Variables Físicas para el cálculo de energía. . . . .	54
4.1	Datos de irradiación global horizontal y temperatura. . . . .	63
4.2	Datos de irradiación en plano inclinado . . . . .	64
4.3	Datos climatológicos del software RETScreen. . . . .	66
4.4	Datos de radiación brindados por el IMN. . . . .	67
4.5	Cuadro comparativo entre especificaciones de colectores solares de tubos al vacío. . . . .	71
4.6	Cuadro comparativo entre especificaciones de concentradores solares parabólicos. . . . .	71
4.7	Comparación de Tecnologías de Colectores Solares por Aprovechamiento Máximo. . . . .	73
4.8	Comparación de tecnologías por aprovechamiento en 200 m <sup>2</sup> . . . . .	76
5.1	Especificaciones de concentradores solares parabólicos. . . . .	80
5.2	Escenario de múltiplo solar para la caldera. . . . .	94
5.3	Datos de aprovechamiento térmico a la salida del concentrador. . . . .	96
5.4	Datos para ahorro de combustible. . . . .	96
5.5	Estimación de ahorros proyectados de combustible por SCA. . . . .	97
5.6	Codificación de diseño Electromecánico. . . . .	98
5.7	Flujo de aceite térmico en tuberías. . . . .	106
5.8	Costos preliminares para la obra gris en la ubicación "C". . . . .	107
5.9	Costos preliminares para la losa en la ubicación "D". . . . .	107
5.10	Costos porcentuales y absolutos de sistemas en relación a los SCA . . . . .	108



---

5.11	Análisis de punto de equilibrio. . . . .	110
6.1	Costos de sistemas electromecánicos y de control. . . . .	114
6.2	Resumen de costos auxiliares. . . . .	115
6.3	Escenarios de financiamiento en análisis económico. . . . .	116
6.4	Análisis de Sensibilidad con un incremento en el precio de los combustibles. . . . .	117
A.1	Variables físicas del suavizador. . . . .	128
A.2	Variables físicas del tanque de condensado. . . . .	128
A.3	Variables físicas del tanque desaereador. . . . .	129
A.4	Variables físicas de la caldera. . . . .	130
B.1	Datos de radiación del 2016. . . . .	131
B.2	Datos de radiación del 2017. . . . .	132
B.3	Promedio de radiación horaria. . . . .	133
C.1	Parámetros para calcular la eficiencia. . . . .	134
D.1	Principales fabricantes y modelos de PTC para generación . . . . .	137
E.1	Separación óptima para evitar el sombreado por una cierta cantidad de horas. . . . .	140
E.2	Sombreado por horas en un concentrador solar con $W=6$ y $P=12$ . . . . .	140
F.1	Parámetros básicos para los cálculos de potencia térmica solar. . . . .	142
G.1	Datos para cálculo de factor de irradiación en plano inclinado. . . . .	146
G.2	Altitud solar para meses y horas. . . . .	147
G.3	Factor de peso horario para irradiación solar. . . . .	148
G.4	Factores de irradiación en plano inclinado. . . . .	150
G.5	Factor de sombra horaria. . . . .	152
G.6	Aprovechamiento solar final del concentrador. . . . .	153
H.1	Componentes Electromecánicos para Instalación Solar. . . . .	154
J.1	Ahorro en emisiones y beneficio por compensación del proyecto solar. . . . .	162
K.1	Resumen de valores financieros de cada escenario. . . . .	163
K.2	Desglose del Análisis Económico sin Financiamiento. . . . .	164
K.3	Desglose del Análisis Económico con 40% Financiamiento. . . . .	165
K.4	Análisis Económico con 70% de financiamiento . . . . .	166

# Capítulo 1

## Introducción

### 1.1 Descripción General

El proyecto se desarrolló en una industria de bebidas que utiliza vapor saturado para diversos procesos productivos, como pasteurización y esterilización, en donde se utilizan calderas que funcionan con búnker (aceite pesado de combustión) como su fuente primordial de energía.

El hecho de que se tienen calderas de vapor de agua que operen con combustibles pesados como el búnker obedece a una variable económica. Para generar vapor se requiere una gran cantidad de energía térmica. En el país, el costo de la energía que proviene de la electricidad es mucho mayor si se compara con el costo de la energía que proviene de la combustión de este derivado del petróleo. Usualmente, esta energía se mide en MJ.

Adicional a esto, en Costa Rica, el uso del gas licuado de petróleo (GLP) no está tan extendido, por lo que la mayoría de industrias hacen uso de esta clase de combustibles para la generación de vapor (búnker o diesel).

El presente trabajo se avocó a diseñar un sistema que pueda utilizar la energía solar que incide sobre el terreno de una planta de producción de bebidas utilizando agua de recuperación de un proceso de lavado de botellas. Esta agua tiene características muy deseables pues se usa para enjuagar botellas limpias y eliminar pequeñas partículas de polvo. De acuerdo con García (2017), la alcalinidad total, conductividad neutra y dureza de esta agua no superan los máximos permisibles para el sistema de vapor, pues se mantiene en un promedio de 130 ppm, 200  $\mu S/cm$  y 60 ppm respectivamente, con una concentración de sólidos disueltos inferior a 200 ppm. El hecho de proponer agua que viene de este proceso fue para disminuir el consumo de agua que se extrae para la sala de calderas.

La energía solar térmica obtenida de los colectores solares puede ser usada para precalentar el agua o para generar vapor. Esto se valoró en el diseño dependiendo de la viabilidad técnico-energética determinada en el análisis previo al diseño. La razón por la que se efectuó un análisis previo es para tomar en consideración las condiciones del sistema actual. La empresa facilitó los datos nominales de los equipos y condiciones básicas del proceso con el fin de dimensionar los colectores solares y su integración al sistema actual.

La metodología incluyó una revisión general del sistema y de sus condiciones, para después iniciar un análisis técnico que permita identificar cual es el modo más efectivo y eficiente de lograr una integración de los colectores solares a la sala de calderas. Para ello se debe decidir entre dos alternativas a saber: Precalentamiento de agua o Generación de Vapor. Esto se valoró desde una perspectiva en donde median factores técnicos y energéticos. Una vez efectuado esto, se presentó el diseño del sistema, siendo consistente con la producción actual. Se expuso un análisis económico de este diseño que permita indicar a la empresa el tiempo de recuperación de la inversión bajo las condiciones de trabajo supuestas.

## **1.2 Objetivos**

### **1.2.1 Objetivo General**

Diseñar un sistema integral de aprovechamiento solar térmico para la disminución del impacto ambiental y económico por consumo de combustible y de agua, por medio de un análisis de factibilidad técnica-energética que integre esta tecnología utilizando agua de reposición que va hacia las calderas en una planta de producción de refrescos.

### **1.2.2 Objetivos Específicos**

1. Analizar los parámetros físicos de las condiciones de operación actuales en el sistema de vapor existente para el aprovechamiento de las oportunidades de mejora con los resultados derivados relacionados con el impacto ambiental y económico.
2. Comparar el rendimiento del aprovechamiento de energía solar para el aumento de entalpía en el agua de proceso de las calderas, en función de las condiciones de trabajo actuales, considerando las diferentes tecnologías de colectores.
3. Diseñar un sistema de energía solar integrado a las calderas del sistema de vapor actual para la disminución de costos y del impacto ambiental, considerando el rendimiento energético.
4. Determinar la viabilidad financiera del proyecto para la valoración de los ahorros generados de combustible y agua considerando aspectos económicos del diseño propuesto, que incluye los costos de los equipos, instalación, puesta en marcha, entre otros.

## 1.3 Justificación

Alrededor del mundo, el creciente interés en la provisión sostenible de fuentes de energía confiables y de bajo costo ha tomado un lugar preponderante en la preocupación global. La industria en general, requiere de una cantidad cuantiosa de energía para sus procesos y la gestión, medición y mejora en el uso de la energía responde a dos variables principales: el factor económico y el factor ambiental. Este interés bivalente refleja la justificación primordial que funge como base para desarrollar el proyecto.

En el caso del factor económico cabe resaltar varios puntos importantes, como el hecho de que el proceso de generación de vapor actual funciona con un aceite pesado de combustión (conocido como búnker). A pesar de que este combustible es más barato que el diésel, el costo por energía conforma casi el 50 % de los costos energéticos asociados al producto. Una disminución del 1 % o del 2 % se traduce en una productividad de energía considerable. Para ilustrar el potencial ahorro que se podría tener con un precalentamiento del agua de entrada se puede efectuar un cálculo sencillo, tomando varias consideraciones (todas son variables reales, excepto la temperatura de salida del agua que se estima a partir de un colector solar de placa estándar):

- Temperatura de entrada del agua: 25 °C
- Temperatura de salida del agua: 80 °C
- Agua suavizada de entrada: 850 m<sup>3</sup>
- Eficiencia de Caldera: 0,85

Con los datos anteriores el potencial de ahorro se podría ilustrar como se observa en la Tabla 1.1. Esta estimación no toma en cuenta la energía que se podría aprovechar para aportar al calor latente del agua.

Paralelamente, el costo energético de los combustibles fósiles es variable a través del tiempo y puede tender al alza dependiendo del escenario internacional. Los últimos dos años el precio promedio del crudo ha tendido al alza, de acuerdo con OPEC (2018). Esto se puede evidenciar en la Figura 2.15. Asimismo, en la Figura 1.1 se puede evidenciar la variación mensual a nivel económico que posee el búnker en el país, la cual también tiende al alza.

La dimensión ambiental puede inclusive ser de mayor peso en este caso puntual, pues para el 2020 la compañía en la que se desarrolla el proyecto planea ser carbono positivo y ha convertido esta como una de sus 7 compromisos principales de acción (FIFCO, 2017). Para determinar el impacto ambiental de la organización se usan varias métricas, pero en la planta de producción los indicadores energéticos más importantes son el consumo en

Tabla 1.1 Estimación de Ahorro en Precalentamiento de Agua.

Fuente: Elaboración Propia

Variable	Cantidad
Promedio de Agua Suavizada Consumida ( $m^3$ )	850
Densidad del Agua a 25 °C ( $kg/m^3$ )	998
Diferencial de Temperatura (°C)	55
Entalpía Térmica a 25 °C (kJ/kg)	104,8
Entalpía Térmica a 80 °C (kJ/kg)	334,9
Energía Térmica (MJ)	195 193
Eficiencia de Caldera	0,80
Poder Calorífico del Búnker (MJ/l)	41,158
Ahorro en Búnker (l)	5928
Precio del Búnker (\$/l)	0,411
Ahorro Mensual (\$)	2 435

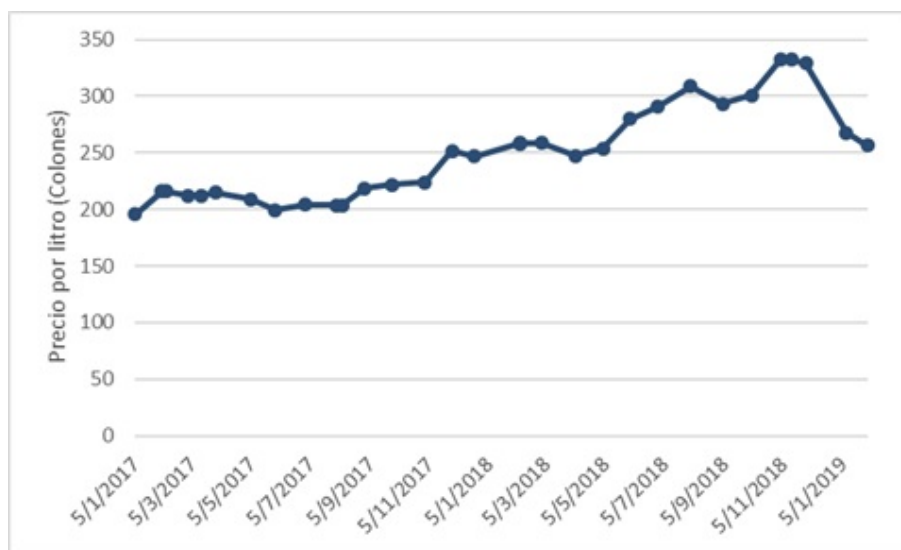


Fig. 1.1 Variación del Precio del Búnker C.

Fuente: Obtenido de La Gaceta (2019)

energía térmica por cada 100 litros de producto y el consumo de agua por cada 100 litros de producto que sale al mercado. También se considera el consumo de electricidad, pero este no aporta significativamente al impacto ambiental debido a la naturaleza de la matriz eléctrica de nuestro país que se compone de energías renovables (Poder Ejecutivo de Costa Rica, 2017). La empresa lleva registros minuciosos de sus consumos ambientales y energéticos de sus tres variables principales: agua, vapor y electricidad y se propone metas más rigurosas año con año. Esto implica que existe una creciente presión por reducir el consumo energético y su consiguiente disminución de la huella de dióxido de carbono ( $CO_2$ ) en favor del uso y

aplicación de energías renovables.

Los anteriores argumentos ponen los proyectos de reducción de consumo térmico como un interés latente y fundamental en la empresa que recibirán apoyo en caso de demostrar su viabilidad técnica y económica.

## 1.4 Antecedentes

La producción de bebidas naturales, y especialmente las bebidas asépticas, requiere un consumo considerable de vapor, debido a labores de pasteurización, esterilización, calentamiento y limpiezas en el proceso de preparación y envasado. Esta es una parte fundamental del proceso y un punto crítico para la calidad e inocuidad de los productos. El vapor requerido se utiliza en procesos que usan bajas temperaturas (menores a 200 °C).

En aras de incrementar la capacidad productiva, para abastecer la creciente demanda del mercado, se estarán incluyendo nuevas líneas de producción, lo cual, a su vez implicará la instalación de nuevos equipos generadores de vapor y el rediseño de las instalaciones actuales para cumplir con este nuevo requerimiento.

Aunado a esto, la organización tiene como meta futura certificarse como una industria carbono positivo, siendo el consumo de energía térmica un importante rubro en esta evaluación. A pesar de que la planta de producción cuenta con una red de retorno de condensado extendida, en la cual se aprovecha hasta un 70 % del condensado (con temperaturas de hasta 95 °C), se tiene que ingresar agua suavizada para mantener el nivel de agua de los equipos generadores de vapor. Esto implica que una parte representativa de la energía de la combustión se utiliza como calor sensible, para elevar la temperatura del agua de reposición desde temperatura ambiente hasta la temperatura de saturación. Por otra parte, el agua suavizada que se ingresa a las calderas es tomada de la red principal de agua de la empresa. El consumo promedio de agua por semana en años anteriores ha sido hasta de 200 m<sup>3</sup>, lo cual impacta el agua que se extrae de la fuente, en este caso, un manantial. Tal como se mencionó anteriormente esta agua cumple con los requisitos físico-químicos para ser utilizada en el proceso de vapor.

La consigna principal del proyecto es lograr que se abastezcan las calderas con agua de reposición que aproveche la energía solar para elevar su entalpía, lista para ser sometida a la energía de combustión.

## 1.5 Metodología

Se siguió la siguiente metodología para la consecución del trabajo:

1. Reseña de las condiciones de operación y requerimientos de vapor.

- Se recopilaron datos de presiones, temperaturas y flujos para el sistema de entrada de agua a las calderas. Esto se efectuó a partir de los registros que se manejan en el área de calderas concernientes a datos de control (Manómetros, termómetros, y medidores de flujo de búnker y de vapor tipo Vortex).
- Se describió el sistema de control general que tienen las calderas el día de hoy y el tanque deaereador. Para ello se hizo un recuento de las entradas que tiene el sistema de vapor y la lógica de control que gobierna las salidas.
- Se realizó un recuento de la demanda de vapor promedio, y el porcentaje de retorno de condensado con el fin de poder pronosticar el ahorro por combustible que se tendrá. La demanda de vapor promedio se obtuvo a partir de un medidor vortex que se tiene instalado en la línea principal de vapor, mientras que el porcentaje de retorno de condensado se calculó basándose en la cantidad másica de vapor que sale del sistema y la cantidad de agua suave que ingresa al sistema.

## 2. Comparación entre el Uso de tecnologías solares

- Se estimó la cantidad de radiación solar de la zona, basándose en en dos fuentes de información. Por una parte se consultó la base de datos solar de SolarGis, mientras que por otra parte, se solicitaron datos a una entidad gubernamental que tiene una estación meteorológica cercana al proyecto. Esto se hizo con el afán de tener un dato local real medido desde la superficie. No obstante, lo anterior no implica que estos datos no se contrastaron con la referencia de la base de datos solar.
- Se cuantificó el rendimiento que pueden ofrecer colectores solares de tubos al vacío bajo la estimación de radiación solar por metro cuadrado de área en MJ/día. Para llevar a cabo este cálculo se utilizaron datos técnicos proveídos por el fabricante del equipo. También, se consultaron referencias de modelos de estimación de la energía térmica convertida de un colector solar proveniente de investigaciones variadas en este ámbito.
- Se efectuó el mismo ejercicio para colectores concentradores parabólicos consultando fichas técnicas del fabricante y revisando investigaciones al respecto.

## 3. Diseño de un sistema térmico concentrador solar que se pueda adecuar al sistema actual de vapor

- Se presentó el diagrama de agua de recuperación, para ser contemplado en el proyecto de aprovechamiento energético solar.
- Se establecieron varios criterios de diseño para explicar el enfoque de las decisiones para conceptualizar el sistema.

- Se revisaron las especificaciones técnicas de los colectores disponibles en el mercado.
- Se evaluó la mejor forma de integrar el sistema solar y el de vapor.
- Se revisó el espacio miento de los concentradores, así como el espacio físico disponible y las condiciones geográficas.
- Se evaluó la posibilidad de que incorporar un sistema de almacenamiento térmico al campo solar.
- Se calculó la máxima energía térmica útil que será transmitida al aceite térmico con su respectivo ahorro de combustible en términos económicos.
- Se dimensionó la capacidad máxima del sistema concentrador en función de un análisis de inversión.
- Se describió la filosofía de control que debe gobernar el sistema solar, tomando como referencia y en concordancia con lo descrito en la primera sección de la metodología.
- Se dimensionaron tuberías de alimentación y se planteó una distribución de planta para las tuberías.
- Se efectuó una estimación previa de costos para dimensionamiento.

#### 4. Evaluación Financiera del Proyecto Propuesto

- Se estimaron los beneficios en ahorro de combustible y de agua. La productividad del combustible se consiguió de la energía economizada con su correspondiente traducción a términos económicos.
- Se estimó el precio de la instalación solar completa con sus sistemas auxiliares y de control. La solicitud de cotizaciones fue parte fundamental de este proceso.
- Se efectuó un análisis económico que comprobase la viabilidad del proyecto tomando en cuenta los ahorros por combustibles, agua, el impacto ambiental y sopesando la inversión estimada en el punto anterior. El VAN y el TIR del proyecto se computaron como indicadores financieros clave del proyecto.

## 1.6 Alcance y Limitaciones

La propuesta detallada consiste únicamente en el diseño de un sistema que utilice agua de recuperación de un proceso de lavado de botellas para ingresarla en un conjunto de colectores



solares que permita elevar la entalpía del agua y aprovechar la energía térmica. Para efectuar el diseño se revisó el modo más factible para utilizar los colectores solares:

1. Uso de colectores solares de tubos al vacío para precalentar el agua a presión atmosférica.
2. Uso de concentradores de energía para contribuir en la generación de vapor.

La propuesta no incluye ningún tipo de construcción, puesta en marcha ni supervisión en caso de que se llegue a ejecutar el proyecto. Tampoco incluye planos eléctricos o de control acerca de la integración del sistema actual con el sistema propuesto. Solamente se esbozará la lógica de control y las variables críticas a controlar. De modo similar, el alcance no incluye la estimación de la demanda de vapor del proceso una vez puesto a funcionar, ni de la curva instantánea de demanda de la planta de producción. Se laboró con datos horarios de consumo de vapor y retorno de condensado, y de capacidades nominales de las calderas y a partir de ahí se establecerán propuestas para el uso adecuado de los colectores solares.

Otro punto fundamental es que el proyecto no se centra ni abarca la revisión ni el rediseño del sistema de tratamiento de agua existente (suavizador/ósmosis inversa, retorno de condensado, tanque deaerador, químicos para corrosión/oxigenación). Solamente se analizó como integrar la propuesta de los colectores solares al sistema de tratamiento para asegurar que el agua de ingreso a la caldera tenga las características requeridas.

Con respecto a la información de la empresa, se utilizaron todos los datos con la mayor discreción del caso. En el documento se hará explícita aquella información que se considere necesaria como insumo para el diseño o plantamiento (capacidad de las calderas, puntos de operación de vapor, entre otros). No obstante, cualquier dato que se considere que pone en peligro la competencia de la empresa o que revele datos confidenciales del proceso, no es mostrado.

# Capítulo 2

## Marco Teórico

El diseño de un sistema de energía solar para agua de reposición de calderas a nivel industrial constituye en sí mismo un desafío técnico, pues mezcla diferentes áreas temáticas que históricamente se han percibido como aristas diferentes de la energía térmica.

Por un lado, las calderas han sido utilizadas por muchas décadas y se pueden considerar como una tecnología madura. Por otra parte, la energía solar térmica y su aprovechamiento no ha experimentado el crecimiento que ha tenido su contraparte fotovoltaica y sus aplicaciones se ven asociadas en la mayoría de casos a aplicaciones de calentamiento de agua en su mayoría. El proceso de diseño se relaciona de modo intrínseco con teoría de diferentes áreas que se exponen a continuación. El contenido se presenta de modo segmentado en las siguientes subsecciones para facilitar la presentación de la información.

### 2.1 Fundamentos de energía solar

“Casi todas las fuentes de energía renovables se originan por completo del sol” (Sen, 2008). El sol es la única estrella de nuestro sistema solar localizada en su centro. Tanto la tierra como otros planetas orbitan a través del sol. “La energía del sol en forma de radiación solar sustenta casi toda la vida en el planeta a través de la fotosíntesis e impulsa el clima y el tiempo atmosférico de la tierra” (Kalogirou, 2013). Claramente la energía proveniente del sol representa un gran recurso para ser aprovechado y esa es una de las razones primordiales por las que se está volviendo una fuente de energía renovable tan popular, tanto en aplicaciones térmicas como en fotovoltaicas.

Sen (2008) nos comparte una serie de datos generales de la estrella de nuestro sistema solar: “Alrededor del 74% de la masa del sol es hidrógeno, el 25% es helio, y el resto se compone de pequeñas cantidades de elementos más pesados. El sol tiene una temperatura superficial de aproximadamente 5500 K, dándole un color blanco, que, debido a la dispersión atmosférica, aparece en amarillo.” El sol se considera una fuente de energía renovable, pues su periodo estimado de vida es de 4-5 billones de años, de acuerdo con Kalogirou (2013).

“El diámetro del sol es  $R = 1,39 \times 10^6$  km. El sol es un generador interno de energía y distribuidor hacia otros planetas, como la tierra. Se estima que el 90% de la energía es generada en la región entre 0 y  $0,23R$ , el que contiene el 40% de la masa del sol. Las temperaturas del núcleo varían entre  $8 \times 10^6$  K y  $40 \times 10^6$  K, y la densidad estimada es 100 veces la del agua.

“La energía solar que llega a la superficie de la tierra puede usarse para producir agua caliente o para producir energía eléctrica por medio de células fotovoltaicas. Los valores típicos de la tasa de la energía solar son 300-1000 W/m<sup>2</sup> dependiendo de la latitud, la hora del día y las condiciones atmosféricas" (Petrecca, 2014). La luz del sol es la principal fuente de energía a la superficie de la tierra, aunque también se reciben otras radiaciones electromagnéticas con mayor frecuencia. La luz es aprovechada a través de una variedad de procesos naturales y sintéticos.

Según Garg & Datta (1993), la cantidad de energía disponible en la tierra no es fácilmente controlable. Por el contrario, es una variable que depende de muchos factores, incluyendo los siguientes:

1. Distancia entre el sol y la tierra
2. Inclinação del eje de la tierra
3. Atenuación atmosférica
4. Localización geográfica
5. Época del año
6. Condiciones atmosféricas
7. Tipo de colector solar

Para entender de modo preciso la forma en la que varía la radiación solar es importante acotar algunos conceptos básicos. “Existen dos movimientos básicos de la tierra: La revolución de la tierra alrededor del sol y la rotación (giro) de la tierra sobre su propio eje" (Garg & Datta, 1993). La tierra completa un giro sobre su eje cada 24 horas, mientras que completa una revolución alrededor del sol en un periodo de 365,25 días.

La tierra tiene una órbita elíptica, no circular. No obstante, de acuerdo con Sen (2008) la excentricidad de la órbita de la tierra es pequeña ( $e = 0,167$ ), por lo que la órbita se acerca a ser circular. El hecho de que la órbita sea elíptica, implica necesariamente que la tierra un punto de máxima cercanía con el sol y otro de mayor lejanía.

“La distancia más corta entre la tierra y el sol (cuando la tierra está en perihelio) y la distancia

más larga (cuando la tierra está en afelio) son, respectivamente,  $147,10 \times 10^6$  y  $152,10 \times 10^6$  (Garg & Datta, 1993). La distancia promedio de la tierra al sol es de alrededor  $149,5985 \times 10^6$  y se suele representar con la letra “a”. Las distancias máximas y mínimas de la tierra al sol se relacionan del mediante la ecuación 2.1. De acuerdo con Sen (2008) el perihelio ocurre el 01 de Enero, mientras que el afelio ocurre el 1 de Julio.

$$R_p = a(1 - e) ; R_a = a(1 + e) \quad (2.1)$$

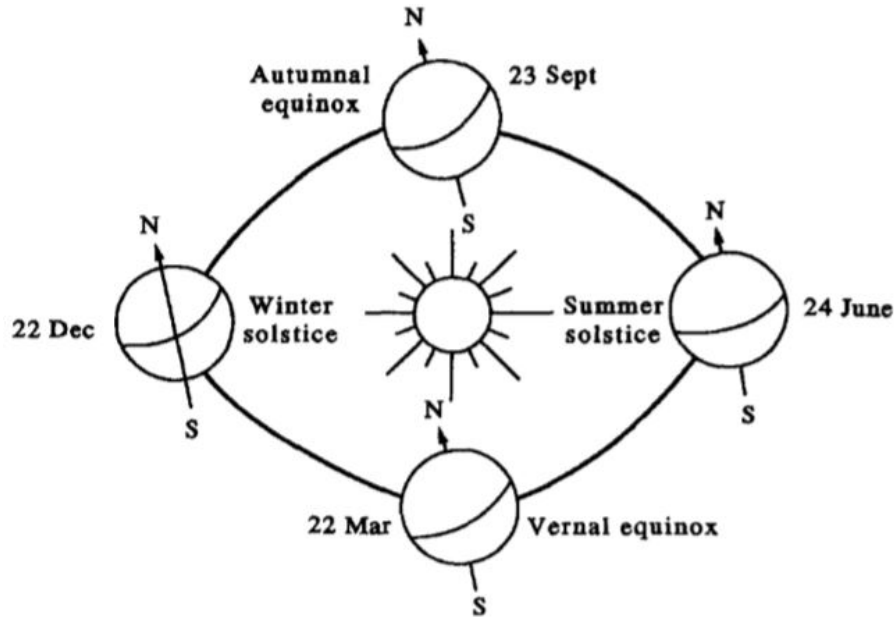


Fig. 2.1 Posición de la tierra con respecto al sol en el solsticio y en el equinoccio.

Fuente: Obtenido de Garg & Datta (1993)

“El eje de rotación de la Tierra está inclinado  $23,5^\circ$  con respecto a su órbita alrededor del sol. En su movimiento orbital, la Tierra mantiene su eje orientado en la misma dirección. Esta posición inclinada de la tierra, junto con la rotación diaria de la tierra y la revolución anual, explica la distribución de la radiación solar sobre la superficie de la tierra, la duración cambiante de las horas de luz y oscuridad y el cambio de las estaciones” (Garg & Datta, 1993). La Figura 2.1 muestra de modo esquemático el efecto de la inclinación de la tierra en distintas épocas del año, mientras que la Figura 2.2 muestra la posición relativa de la tierra con respecto a los rayos del sol en el solsticio de verano y el solsticio de invierno. El solsticio de verano sucede en el mes de Junio y sucede cuando el sol está en el punto más septentrional en la tierra. El solsticio de invierno sucede en diciembre, cuando los rayos del sol inciden perpendicularmente sobre el punto más meridional durante el año. Estos puntos coinciden

con los trópicos de Cáncer y de Capricornio.

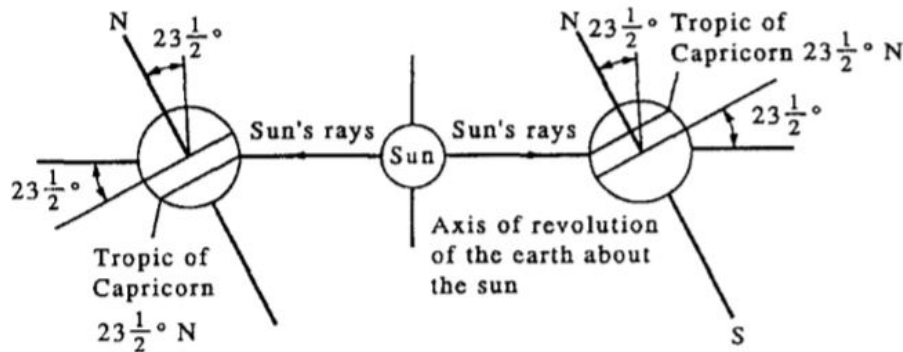


Fig. 2.2 Inclinación de la Tierra en los solsticios.

Fuente: Obtenido de Garg & Datta (1993)

Existen una serie de ángulos importantes para comprender la terminología solar. Para una especificación completa de la posición del sol en el cielo en un momento particular, utilizamos dos ángulos, a saber, la altitud solar y los ángulos azimutales solares. “El ángulo de altitud se define como el ángulo en un plano vertical entre los rayos del sol y la proyección horizontal de los rayos del sol. El ángulo cenital (zenith),  $\theta_z$ , es el ángulo en el plano horizontal medido desde el sur (hemisferio norte) a la proyección horizontal de los rayos del sol”(Garg & Datta, 1993). De acuerdo con Sen (2008), el azimuto es el ángulo desde el norte hasta la proyección en la tierra de la línea hacia el sol. Esto se puede apreciar con claridad en la Figura 2.3.

Existen diferentes definiciones o conceptos para referirse a la energía solar que incide sobre la superficie. De acuerdo con Sen (2008) tres conceptos importantes a saber son:

1. La irradiancia solar,  $I(W/m^2)$ , es la velocidad a la cual la energía radiante incide sobre la superficie de una unidad.
2. Irradiación: Es el concepto de la energía que se irradia en un área en un periodo de tiempo. La energía incidente por unidad de superficie se encuentra mediante la integración de la irradiancia durante un tiempo específico, generalmente una hora o un día.
3. Insolación: Es un término específico para la irradiación de energía solar en superficies de cualquier orientación.

La radiación solar que se recibe en la superficie se puede clasificar según el modo en el que llega la energía. De acuerdo con lo apreciado en la Figura 2.4:

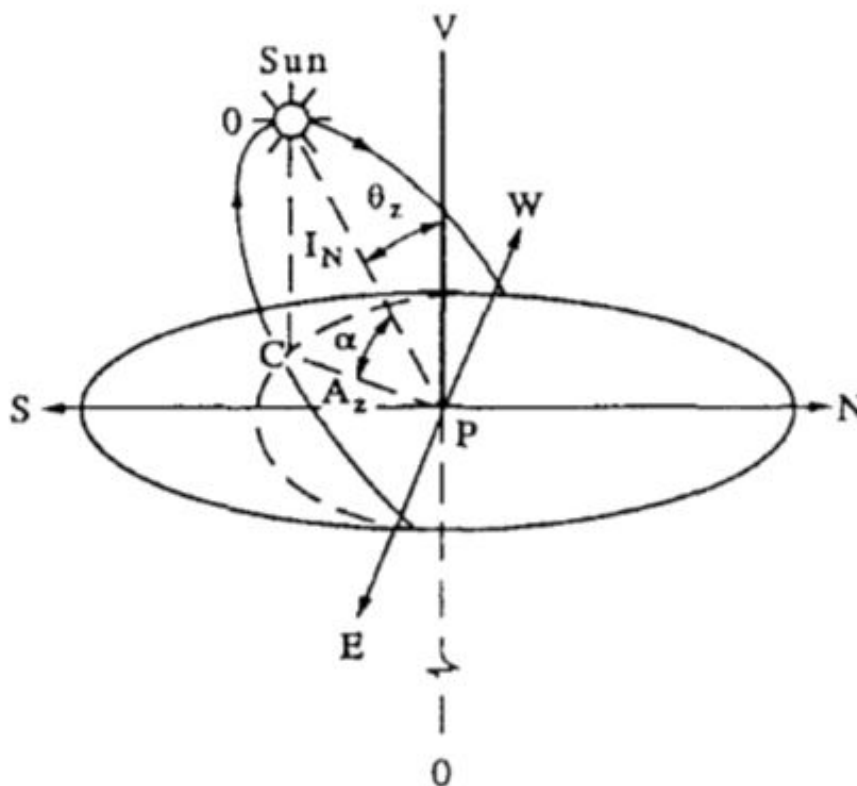


Fig. 2.3 Ángulos del Zenith Solar  $\theta_z$ , altitud  $\alpha$  y Azimuto  $A_z$  (Hemisferio Norte).

Fuente: Obtenido de Garg & Datta (1993)

- Directa: La radiación solar directa es aquella que viaja en línea recta desde el sol hasta la superficie terrestre.
- Difusa: La radiación difusa se dispersa fuera del haz solar por gases (dispersión de Rayleigh) y por aerosoles (que incluyen partículas de polvo, así como partículas de sulfato, hollín, partículas de sal marina, polen, entre otros).
- Reflejada: La radiación reflejada se refleja principalmente en el terreno y, por lo tanto, es más importante en las zonas montañosas.

## 2.2 Colectores solares para aprovechamiento térmico

“El agua puede calentarse mediante colectores solares que recogen una fracción de la luz solar incidente que varía entre 9 y 20% (en los colectores más ineficientes) dependiendo del número y tipo de vidrio y de los parámetros operativos tales como el nivel de aislamiento, la

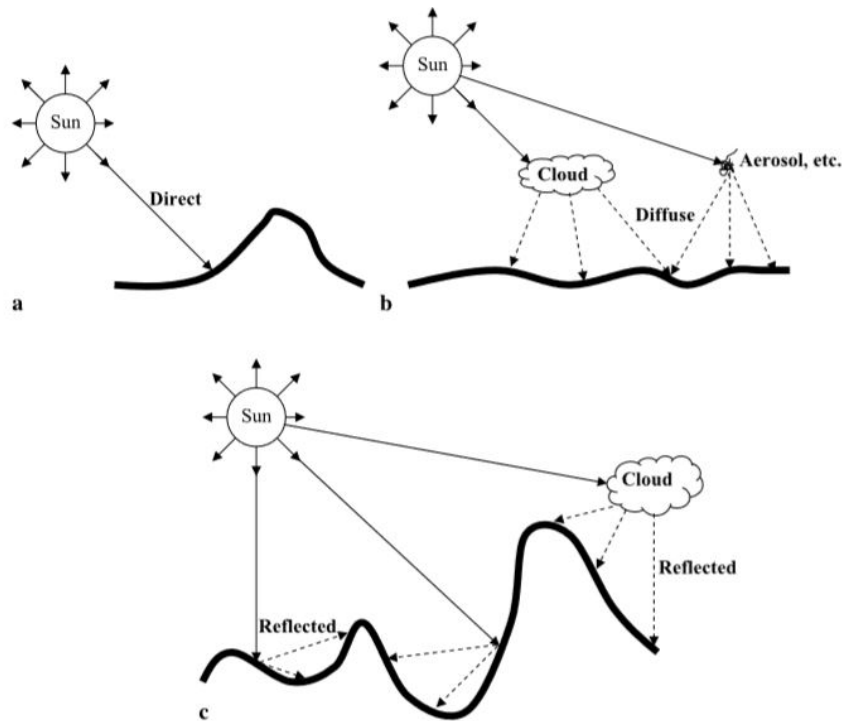


Fig. 2.4 Caminos de la radiación solar. a.Directa b.Difusa c.Reflejada.

Fuente: Obtenido de Sen (2008)

temperatura del aire ambiente y la temperatura del fluido de entrada" (Petrecca, 2014). “Los sistemas térmicos solares (STS) con esquema estructural integrado y utilizando un régimen termosifónico, se reconocen como los sistemas energéticos renovables de más amplia aplicación en la producción de agua caliente de uso sanitario y de cocina para diversos objetos de obras; en ello, no se establecen fronteras de utilización entre regiones apartadas o rurales, de igual forma son utilizados en las grandes urbes de los países desarrollados” (Iglesias & Morales, 2013).

### 2.2.1 Tipos de colectores solares

Existen diversos tipos de colectores solares y muchas formas de clasificarlos. Una clasificación de los mismos por tipo de tecnología es la que se presenta a continuación:

- **Colectores de Placa Plana:** De acuerdo con Sen (2008) los colectores de placa plana se basan en dos principios importantes: una base negra que absorbe la radiación solar más que cualquier otro material y vidrio que se necesita para mantener el calor. Aquí los rayos del sol atraviesan la cubierta de vidrio y la capa de aire para calentar la placa

de metal negro que a su vez calienta el agua. Desafortunadamente, la placa de metal común también se calienta. El aislamiento térmico mantiene la mayor parte del calor dentro del emparedado. Con el calor en el agua, ahora debe moverse hacia donde se pueda hacer un buen uso. El movimiento de esta agua es proporcionado por medio del efecto termosifón.

Son los colectores solares más básicos y comunes en el mercado. En la Figura 2.5 se puede apreciar el esquema básico que describe el funcionamiento de un colector de este tipo.

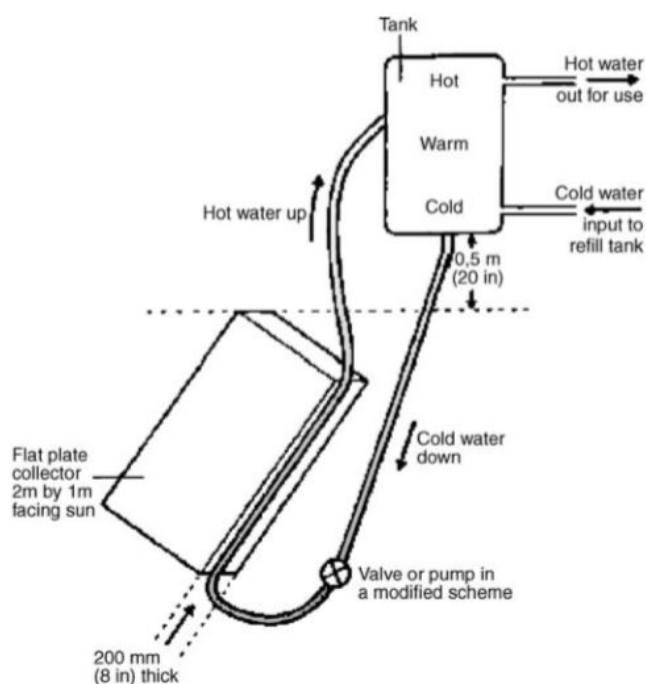


Fig. 2.5 Diagrama de un colector de placa plana.

Fuente: Obtenido de Sen (2008)

- **Colectores de tubos al vacío:** Consiste en un tubo de vidrio que lleva el líquido que recibe la radiación solar y que está aislado térmicamente por un anillo de vacío a su alrededor que le permite ser más eficiente y minimizar las pérdidas de calor. De acuerdo con Yildizhan & Sivrioğlu (2016), los colectores solares de tubo de vacío son ampliamente utilizados en todo el mundo en la producción de agua caliente doméstica, con aislamiento de vacío que evita la pérdida de calor, con sus cubiertas de superficie selectivas y con su transmisión de calor efectiva. Hasta ahora, los estudios relacionados con los colectores solares de tubo de vacío consisten más bien en la disposición de los tubos de vacío en los paneles y los estudios hacia sus diseños ópticos y transferencia de



calor.

- **Concentradores Solares (CSP - Concentrated Solar Power):** De acuerdo con Fernández-García et al. (2010) la radiación solar es convertida en energía térmica más fácilmente con el foco de un sistema de concentradores térmicos (CSP). Estos equipos tienen la diferencia notable que tienen espejos o una serie de concentradores que canalizan la radiación solar de un área más amplia para hacerla incidir en un solo punto, con el objeto de alcanzar mayores temperaturas de calentamiento.

“La radiación solar es una energía de alta temperatura en su origen (el sol), en donde la irradiancia puede alcanzar valores de  $63 \text{ MW/m}^2$ . No obstante, el recorrido del sol a la tierra disminuye dramáticamente su densidad alrededor de  $1 \text{ kW/m}^2$ . Ante esta dramática caída, la desventaja puede ser superada usando un concentrador térmico. Por la naturaleza de los concentradores térmicos, es indispensable que ellos estén equipados con un dispositivo de “tracking” (seguidor), para mejorar su eficiencia en la recepción y canalización de la radiación solar.

De acuerdo con Mills (2018) los concentradores solares se pueden a su vez clasificar en diferentes tipos:

- **Concentradores de canal parabólica:** La energía es concentrada usando un dispositivo curvado de modo parabólico que tiene un seguidor solar y que hace que la radiación solar incida en una tubería receptora que corre por el interior de la superficie reflectora curva. Según Tian & Zhao (2013) los colectores de garganta parabólicos pueden concentrar la luz solar con una tasa de concentración de alrededor de 40, dependiendo del tamaño de la garganta. La temperatura de la línea focal puede ser de hasta  $350^\circ\text{C}$  -  $400^\circ\text{C}$ . El componente clave de tales colectores es un conjunto de espejos parabólicos, cada uno de los cuales tiene la capacidad de reflejar la luz solar que es paralela a su eje simétrico. En la Figura 2.6 se puede observar un colector solar de este tipo.
- **Sistemas Lineales de tipo Fresnel:** Esta tecnología usa una serie de espejos fragmentados en lugar de una superficie curva en modo de canal. Este concentrador, al igual que el anterior es un concentrador lineal, pues el fluido a calentar se mueve de forma lineal. En la Figura 2.7 se puede apreciar un colector de este tipo.
- **Sistemas de Potencia de Torres (o Sistemas de Recibidor Central):** Este tipo de sistemas utilizan espejos seguidores del sol (helioestatos) para enfocar la luz del sol en un receptor central en la punta de una torre. Un fluido térmico es calentado en el receptor a más de  $600^\circ\text{C}$  y usado para generar vapor que alimenta una turbina convencional

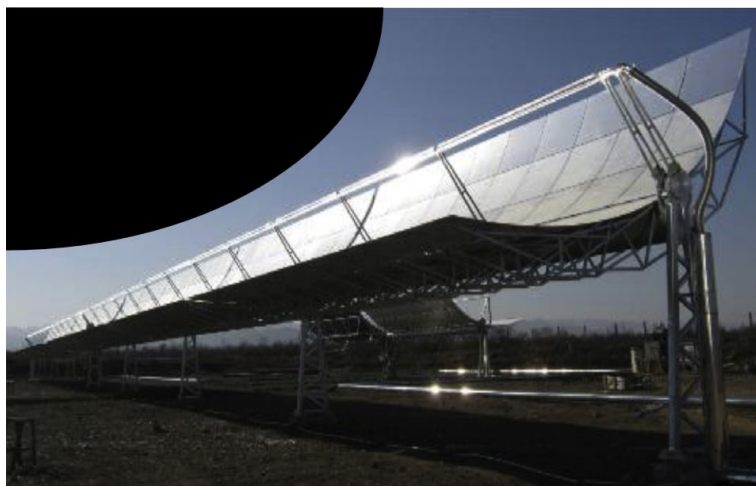


Fig. 2.6 Fila de colectores solares de garganta (o canal) parabólica.

Fuente: Obtenido de Xu et al. (2014)

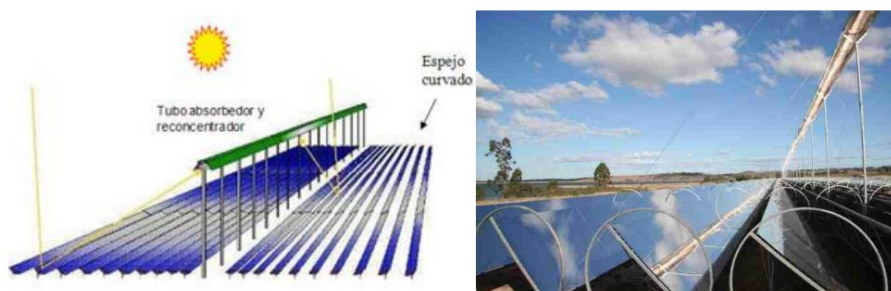


Fig. 2.7 Captación solar por medio de un sistema lineal Fresnel.

Fuente: Obtenido de Monreal (2012)

de vapor. “El campo de colectores helioestatos, también llamado “Receptor Central Recopilador”, consiste en varios espejos / heliostatos planos” (Tian & Zhao, 2013). Debido al cambio de posición del sol durante el día, toda la gama de espejos / heliostatos debe tener una orientación precisa para reflejar las luces solares incidentes en una torre común. En la Figura 2.8 se puede apreciar una aplicación de esta índole.

- **Discos parabólicos:** De acuerdo con Mills (2018), este tipo de tecnología refleja la radiación solar en un punto focal en el centro del disco parabólico. Usualmente utiliza un seguidor de dos ejes para seguir la trayectoria del sol. “Los colectores de platos parabólicos utilizan una serie de espejos parabólicos en forma de plato (de forma similar a una antena parabólica) para enfocar la energía solar en un receptor ubicado en el punto focal común de los espejos de los platos. El fluido de transferencia de calor contenido



Fig. 2.8 Generación de vapor mediante una torre solar térmica.

Fuente: Obtenido de Mills (2018)

en el receptor se calienta a temperaturas de trabajo y presiones deseables para generar electricidad" (Tian & Zhao, 2013). La diferencia con el colector de garganta parabólica es que este tipo de colector no concentra mediante una superficie parabólica que se extiende longitudinalmente, sino que utiliza un disco que concentra toda la radiación en un único punto. En la Figura 2.9 se evidencia claramente entre una línea focal (canal parabólico) y un punto focal (disco parabólico).

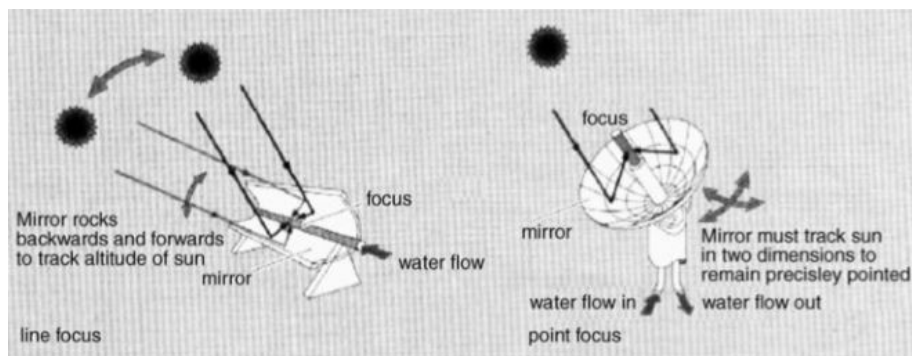


Fig. 2.9 Línea y punto focal mediante concentradores parabólicos

Fuente: Obtenido de Sen (2008)

De acuerdo con Borges et al. (2015) los colectores solares se clasifican también por la temperatura a la que operan:

- Captadores para aplicaciones de baja temperatura (inferior a 100 °C).
- Aplicaciones de media temperatura (entre 100 °C y 400 °C).
- Aplicaciones de alta temperatura (Temperaturas de hasta 600 °C).

Es importante remarcar que hay que considerar también las aplicaciones de alta temperatura. Dependiendo del tipo de colector solar y de su aplicación el costo económico varía ampliamente. Por lo tanto, es recomendable encontrar una tecnología de colector solar que se adecúe a la necesidad de nuestra aplicación en términos de costo y espacio.

## 2.2.2 Eficiencia de los colectores solares

La eficiencia de los colectores solares ha sido una temática que ha apasionado a muchos investigadores. Amplios artículos de investigación se han efectuado con respecto al tema, utilizando modelos teóricos y validaciones experimentales. Por ejemplo, O'Neill & Lim (1981) esboza un procedimiento para obtener la función de transferencia de energía de un colector de placa plana.

Avezova et al. (2013) propone un modelo teórico para estimar la salida de un colector solar mediante diferentes variables de ingreso por un método teórico. Otros investigadores utilizan técnicas aún más complejas para estimar el rendimiento utilizando el filtro de Kalman extendido como se expone en Karamali & Khodabandeh (2017). Otras investigaciones sitúan los colectores solares en condiciones reales y estiman la eficiencia teórica que tendrían para evaluar la factibilidad de los proyectos energéticos. Este es el caso de lo expuesto por Ouagued et al. (2013).

De acuerdo con Lüpfer et al. (2003) la eficiencia global de un colector solar se puede definir como la tasa de incremento de entalpía en el fluido de transferencia térmica entre la energía solar total incidente en el área que abarca el colector. Esto se expresa en la ecuación 2.2:

$$\eta = \frac{H_f - H_i}{G_c} \quad (2.2)$$

En donde:

$H_i$ : Entalpía inicial del fluido que pasa por el colector.

$H_f$ : Entalpía final del fluido que pasa por el colector.

$G_c$ : Irradiación de energía en el colector.

La eficiencia de un colector es de especial importancia para diseñar un sistema de aprovechamiento térmico, pues permite relacionar la irradiación solar con la energía térmica que se podrá obtener en un fluido.

Concerniente a los colectores de placa plana conviene decir que son los más ineficientes. Los valores de eficiencia son variables, pues la literatura menciona valores muy diferentes. Algunos autores indican un aprovechamiento entre el 9% y el 20% en los colectores más sencillos como es el caso de Sen (2008). Por otra parte, Wojcicki (2014) propone un modelo en el que estima la eficiencia y el aprovechamiento de energía en un colector de placa plana con doble vidrio (para disminuir las pérdidas de calor). Dentro de los resultados que obtiene se evidencia una eficiencia máxima del colector de 67% con una eficiencia promedio de alrededor de 60%. Se encuentra que la mayor eficiencia se da cuando se tiene una temperatura de entrada del agua idéntica a la temperatura ambiente. Esto se puede observar en la Figura 2.10.

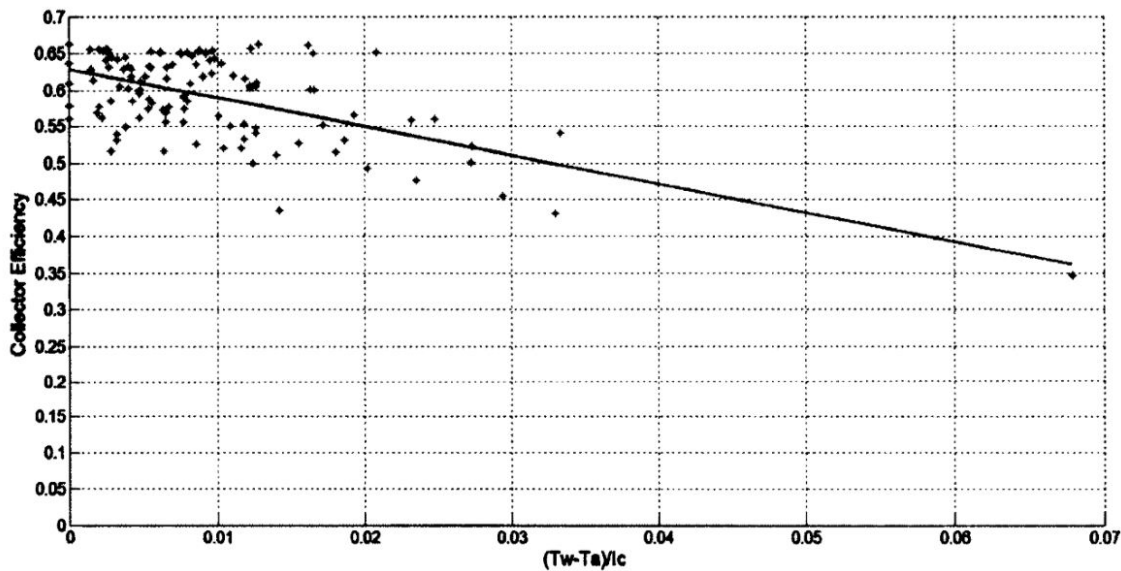


Fig. 2.10 Eficiencia de un colector solar de placa plana.

Fuente: Obtenido de Wojcicki (2014)

En lo que respecta a la eficiencia de colectores de tubos al vacío conviene mencionar que depende de muchos factores, como la temperatura del agua de entrada, el flujo másico, la velocidad del viento, la irradiación, entre otros. A continuación se mencionan algunos ejemplos:

- Dikmen et al. (2014) obtuvo eficiencias en colectores de tubos al vacío con tanque superior de alrededor de un 60% con ángulos de inclinación de 15°, 30°, 45° y 60°. Uno de estos gráficos se puede visualizar en la Figura 2.11.

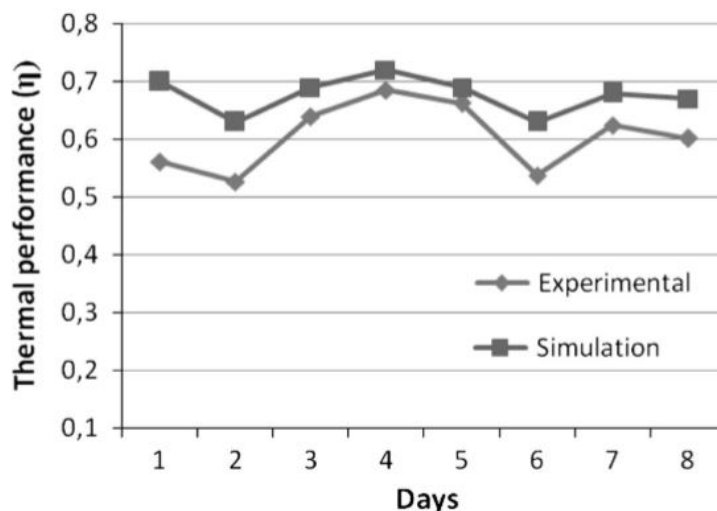


Fig. 2.11 Eficiencia de colector de tubos al vacío.

Fuente: Obtenido de Dikmen et al. (2014)

- Por otra parte, Yildizhan & Sivrioğlu (2016) obtuvieron en el año 2012 eficiencias para este tipo de colectores que oscilaban entre 12% y 14%. No obstante, cabe destacar que el agua ingresaba a temperaturas promedios superiores a 50°C, lo cual implica que se tendrá una menor eficiencia por pérdidas de calor que si el agua ingresara a temperatura ambiente. Las pruebas se efectuaron con una irradiación promedio de 790 W/m<sup>2</sup> y se tomaron desde las 8:00 a.m. hasta las 5:30 p.m.
- Fischer & Itw (2012) obtuvo en sus validaciones experimentales eficiencias sostenidas entre 65% y 70% al probar distintos ángulos de inclinación del colector solar.
- Abdalla & Wilson (2002) obtuvo eficiencias entre 55% y 60% en sus mediciones. En las mismas se experimentaron radiaciones que oscilaban entre 450 W/m<sup>2</sup> y 850 W/m<sup>2</sup>.
- Un boletín de especificaciones de producto de la marca EcoTherm da una ecuación para calcular la eficiencia del colector en distintas condiciones de radiación, y diferencia de temperaturas. La ecuación 2.3 denota lo indicado por EcoTherm (2011). Con esta ecuación la eficiencia varía desde 0.64 con 1000 W/m<sup>2</sup> y temperaturas de aire y fluido similares, hasta 0.52 con 400 W/m<sup>2</sup> y una diferencia de temperatura de 50 °C.

$$\eta = \eta_{op} - a_1 \cdot \frac{\Delta T}{G_c} - a_2 \cdot \frac{\Delta T^2}{G_c} \quad (2.3)$$

En donde:

$G_c$  : Irradiación de energía en el colector.

$\eta_{op}$  : Eficiencia óptima del colector.

$\Delta T$  : Diferencia de temperatura entre el aire ambiente y el fluido dentro del colector.

$a_1$  : Coeficiente de pérdida de calor lineal. El mismo es de  $0,89 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ \text{C}$ .

$a_2$  : Coeficiente de pérdida de calor cuadrático. El mismo es de  $0,001 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ \text{C}^2$ .

Concerniente a los concentradores solares de tipo parabólico existen diversos estudios con gran variabilidad de resultados. Una referencia bastante ilustrativa acerca de la eficiencia de un colector de canal parabólico es presentada en Xu et al. (2014). En este artículo, el autor compara la eficiencia experimental medida de un colector solar con tres métodos teóricos de estimación de la eficiencia:

- Estado estacionario
- Cuasi-dinámico
- Estado dinámico

En la Tabla 2.1 se pueden evidenciar los resultados del proceso de investigación. Se contrasta la información del proceso estacionario (S), el cuasi-dinámico (Q), el dinámico (D) y el experimental que fue medido (M). La eficiencia máxima medida es de un 36%.

Hafner et al. (2014) indica que un valor máximo de eficiencia óptica de un tipo específico de colector solar linear Fresnel puede llegar a un 66,5%. A este valor se le debe restar aún las pérdidas de calor del receptor, estableciendo una ecuación para calcularlas. Estas pérdidas de calor pueden ser de un 2% a un 5% con una radiación solar de  $900 \text{ W/m}^2$  y una diferencia de entre  $200^\circ \text{C}$  y  $300^\circ \text{C}$  entre el receptor y la temperatura ambiente.

No obstante, existen otros estudios de eficiencia que señalan valores mucho más altos, como es el caso de Lüpfert et al. (2003). El colector ensayado en este proyecto es llamado el "EuroTrough" y es un prototipo ampliamente investigado en las últimas décadas que ha sido utilizado en varios proyectos. Es un concentrador de garganta parabólico y su gráfica de su desempeño puede verse en la Figura 2.12. Esta eficiencia se obtiene con una radiación constante de  $900 \text{ W/m}^2$  y es de alrededor de 73%.

A nivel comercial se están produciendo concentradores solares parabólicos con eficiencias ópticas reportadas del 76% y una eficiencia térmica global del 72%. Este es el caso de

Tabla 2.1 Comparación entre los valores predichos y los medidos.

Fuente: Obtenido de Xu et al. (2014)

Case	Test Time	Solar Energy (MJ)	Type	Output (MJ)	Efficiency (%)	Error (%)
1	10:09–11:13	1251.9	M	443,91	35,46	0,00
			S	384,88	30,74	4,72
			Q	380,01	30,35	5,10
			D	460,59	36,79	1,33
2	12:11–13:01	1006.4	M	439,35	36,92	0,00
			S	325,62	32,35	4,56
			Q	188,29	18,71	18,21
			D	359,84	35,75	1,16
3	10:32–11:32	676.18	M	206,58	30,55	0,00
			S	118,95	17,59	12,96
			Q	516,95	76,45	45,90
			D	194,94	28,83	1,72
4	10:09–15:21	783.57	M	198,88	25,38	0,00
			S	432,74	55,23	80,61
			Q	2868,90	366,14	340,76
			D	192,03	24,51	0,87

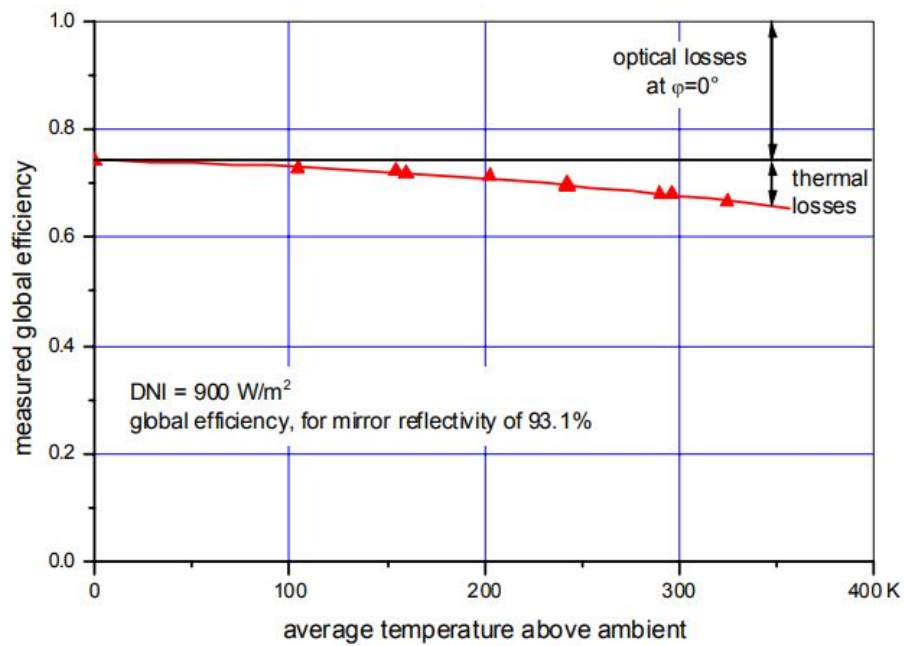


Fig. 2.12 Eficiencia de concentrador parabólico.

Fuente: Obtenido de Lüpfert et al. (2003)



SkyTrough, un colector solar del fabricante SkyFuel, cuya ficha técnica se puede ver en SkyFuel (2018).

### 2.2.3 Temperatura de los colectores solares

La eficiencia es una variable fundamental de cada colector, pero la temperatura que llegan a alcanzar los colectores son otra consideración que tiene vital importancia. Dependiendo de la temperatura de operación de cada colector se puede canalizar dicha energía en un aprovechamiento que sea adecuado.

Los colectores comerciales de placa plana alcanzan temperaturas suficientemente altas como para brindar agua caliente a un hogar, pero no pueden elevar la temperatura lo suficiente como para generar el vapor de una turbina que generará electricidad. En esta sección se dará especial enfoque a las temperaturas de operación de los colectores de tubos al vacío y a los concentradores solares de garganta parabólica.

De acuerdo con Yildizhan & Sivrioğlu (2016) la temperatura de salida del colector de tubos al vacío depende de varios factores entre los cuales se pueden mencionar, la temperatura ambiente, la radiación solar, la temperatura de ingreso del agua, el viento, el flujo de agua, entre otros. No obstante, las mediciones presentadas en el artículo de este autor sitúan las temperaturas máximas en el rango de 70°C - 80°C. Otra publicación de Dikmen et al. (2014) sugiere temperaturas máximas alcanzadas en las mediciones de 62 °C con radiaciones que oscilaban entre 450 W/m<sup>2</sup> y 850 W/m<sup>2</sup>. Abdalla & Wilson (2002) obtienen un gráfico de la eficiencia de un colector solar de tubos al vacío en función de la temperatura de salida. Se puede observar que conforme la temperatura del colector es mayor la eficiencia decae por las pérdidas de calor. La gráfica llega hasta 100 °C y se puede observar en la Figura 2.13.

Con respecto a las temperaturas de operación que pueden alcanzar los concentradores solares parabólicos, es necesario decir que SkyFuel (2018) afirma que el concentrador puede alcanzar una temperatura máxima de 565 °C con una temperatura de operación de 350 °C. Por otra parte, el fabricante Absolicon afirma que puede alcanzar una temperatura máxima de 300 °C con una temperatura de operación de 160 °C (Absolicon, 2018). Esto concuerda con los datos expuestos por Ouagued et al. (2013) acerca de varios concentradores solares analizados en Algeria. Para dicha aplicación, se alcanzaron temperaturas máximas de 730 K (457 °C).

## 2.3 Fundamentos de calderas

Conviene iniciar con la definición de caldera: “Las calderas son equipos que utilizan una fuente de energía (usualmente un combustible) para generar una transferencia de calor hacia otros fluidos que son portadores de esa energía” (Petrecca, 2014). En la más simplista de las

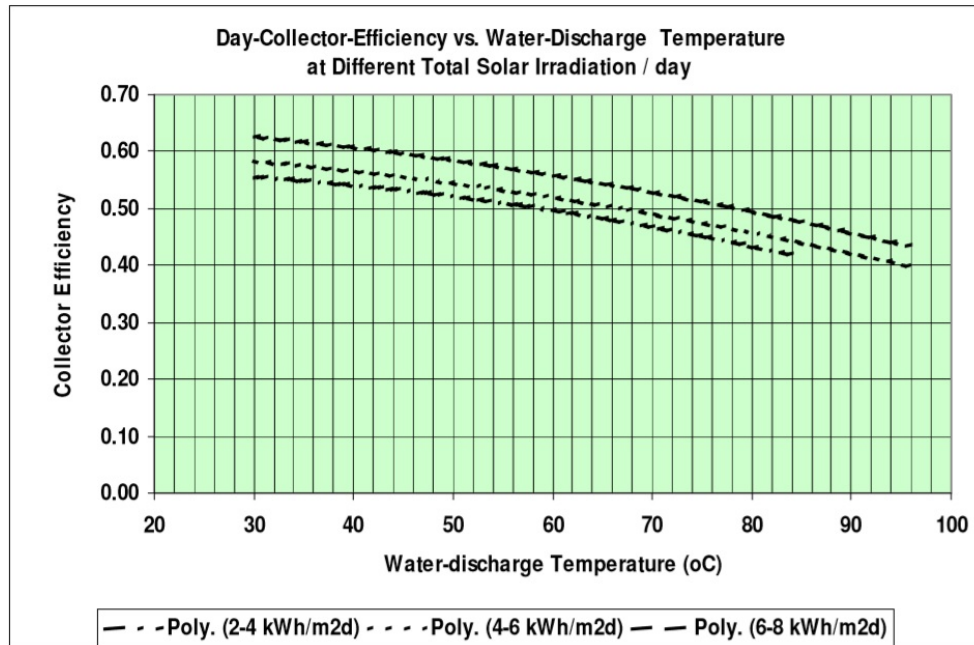


Fig. 2.13 Variación de la eficiencia con la temperatura.

Fuente: Obtenido de Abdalla & Wilson (2002)

definiciones podríamos decir que las calderas son intercambiadores de calor que generan un calentamiento en un fluido a partir de una fuente de energía (típicamente de la combustión) para que ese fluido desempeñe una labor particular. De acuerdo con el Reglamento de Calderas de Costa Rica una caldera se define como todo recipiente cerrado en el cual, para cualquier fin, excepto el cocimiento doméstico de alimentos, se calienta agua o se genera vapor, generalmente de agua, para ser usado fuera de él, a una presión mayor que la presión atmosférica (Poder Ejecutivo de Costa Rica, 1998).

La fuente primaria de calor que se utiliza en una caldera es muy diversa. De acuerdo con Rayaprolu (2012) la energía térmica se obtiene de la combustión de un gas (Propano, Butano, GLP), líquido derivado del petróleo (diesel, gasóleo, búnker) o de un combustible sólido (madera, biomasa o desechos sólidos). La energía térmica puede venir incluso de una fuente eléctrica o de la radiación solar. La estructura, geometría y diseño constructivo variará ampliamente en función del combustible y las presiones a las que opere. A pesar de lo anterior, en Costa Rica las calderas son bastante homogéneas. Su aplicación principal es en calderas terrestres de tipo pirotubular que se utiliza para generar vapor en aplicaciones industriales o en aplicaciones médicas como en hospitales. En la Figura 2.14 se observa un ejemplo típico de una caldera. Debido a sus costos de operación es usual que las calderas operen con combustibles fósiles como gas licuado de petróleo (LPG), búnker o diesel, pues representan



Fig. 2.14 Caldera Piro-tubular Típica de 4 pasos que puede operar con búnker.

Fuente: Obtenido de Cleaver Brooks (2011)

un costo operativo inferior. Entre los combustibles líquidos más comunes en el país tenemos al diesel y al búnker. De acuerdo con RECOPE (2018) el búnker proviene de la primera etapa

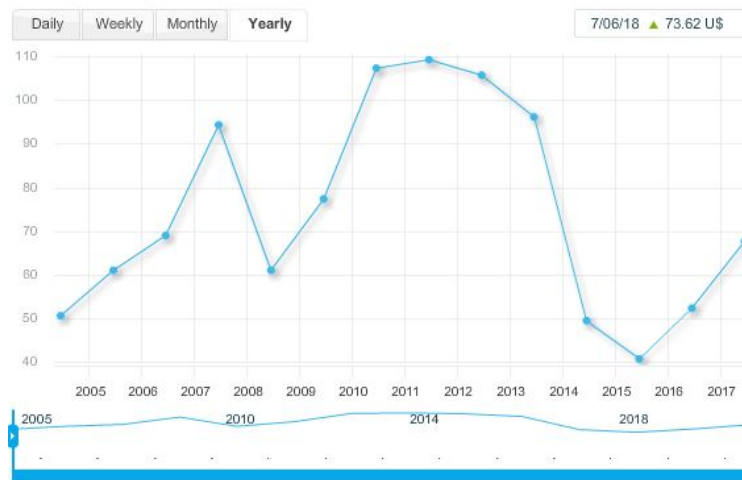


Fig. 2.15 Precio Promedio Anual del Barril de Crudo.

Fuente: Obtenido de OPEC (2018)

del proceso de refinación (destilación atmosférica), viscoso y con alto contenido energético, lo cual lo hace apto para ser usado en calderas, hornos y para las plantas de generación eléctrica. En los procesos de refinación de este producto se obtienen sub productos como aceites, lubricantes y asfaltos. Tiene una alta densidad y su costo es más accesible que otros

combustibles.

La mayoría de los combustibles que utilizan las calderas son derivados del petróleo o del gas natural. Por lo tanto, su costo está indexado al precio del barril y es variable a través del tiempo. El costo económico del combustible puede tender al alza o a la baja dependiendo del escenario internacional. De acuerdo con OPEC (2018) los últimos dos años el precio promedio del crudo ha tenido un aumento sostenido. Esto se puede evidenciar en la Figura 2.15.

La clasificación más usual de las calderas está relacionada con su diseño constructivo tal y como explica Petrecca (2014):

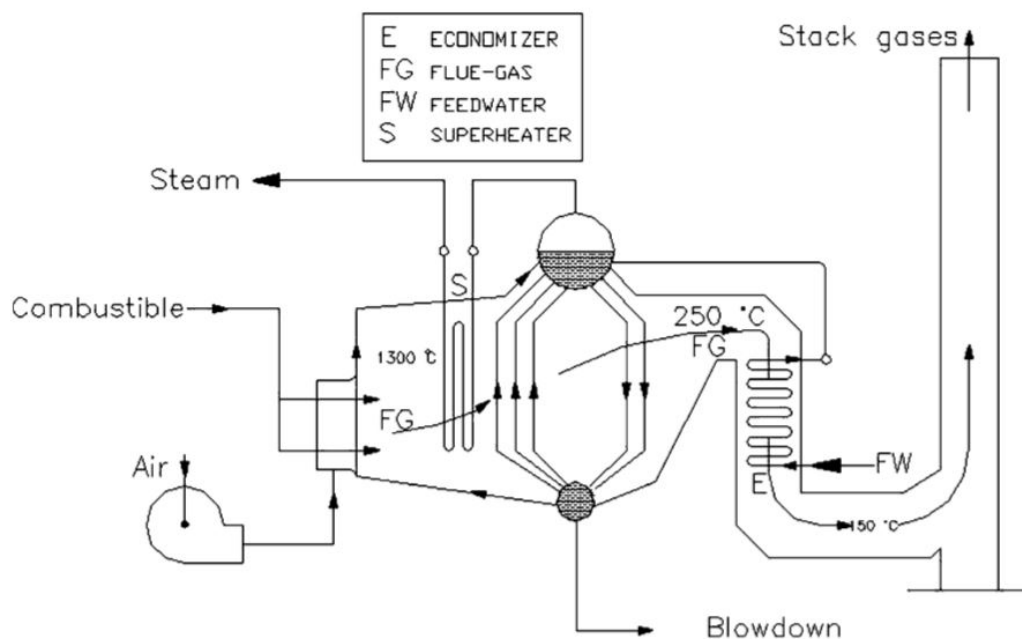


Fig. 2.16 Estructura de una caldera acuotubular.

Fuente: Obtenido de Petrecca (2014)

- Calderas de Vapor de Tipo Acua-Tubulares

En las calderas acuotubulares el agua circula dentro de los tubos y el flujo de gas circula por fuera. La circulación del agua es usualmente causada por la diferencia de densidades entre la mezcla de agua caliente y vapor en el lado caliente del circuito. Se tiene un reservorio inferior (llamado el enfriador) y un reservorio superior (llamado el elevador). Las calderas de tubos de agua, al igual que otras calderas, se pueden clasificar según la forma y disposición de los tubos (horizontal, inclinada, etc), según la cantidad de reservorios, capacidad y presión. Un ejemplo de este tipo de caldera se puede apreciar

en la Figura 2.16. Tal como expone Miranda (2014), las calderas de biomasa son del tipo acuatubular y no es común encontrarlas en aplicaciones de pequeña escala.

- **Calderas de Vapor de Tipo Piro-tubular**

En las calderas piro-tubulares, el gas producto de la combustión fluye dentro de los tubos y el agua rodea los tubos y está contenida en un caparazón. Por lo general, están disponibles con una capacidad de menos de 20 Toneladas de vapor por hora y para presiones inferiores a 1,5 MPa (217,5 psi). En la Figura 2.17 se puede observar un ejemplo de los componentes de caldera piro-tubular.

- **Calderas de Recuperación de Calor**

Las calderas de recuperación de calor pertenecen a la clase de las denominadas calderas industriales no fijas y son adecuadas para las plantas en las que las corrientes de proceso producen gases a alta temperatura que pueden usarse para producir vapor o agua caliente. Se requiere un suministro confiable de gas a 573-673 K (300-400 ° C; 572-752 ° F) o superior.

- **Calderas Eléctricas**

Las calderas eléctricas para producir vapor o agua caliente incluyen dos tipos básicos: (1) Unidades de resistencia donde la corriente eléctrica fluye a través de resistencias sumergidas en agua dentro de un tubo protector; (2) Unidades de electrodos donde dos electrodos están sumergidos en agua y la corriente eléctrica fluye a través del agua que tiene su propia resistencia. En este caso, el control de la conductividad del agua es una de las claves principales para una buena y segura operación. Las calderas eléctricas no cuentan con un quemador ni todo el sistema de control de gases que esto requiere y son más limpias ambientalmente hablando. Esto brinda algunas ventajas desde el punto de vista de mantenimiento pero implica un costo eléctrico de operación mucho mayor.

- **Calderas de Aceite**

El aceite y otros fluidos orgánicos pueden usarse como medio de calentamiento para transferir energía térmica a los usuarios finales para demandas particulares del proceso (prensas, secadoras, hornos, etc.).

Las calderas involucran una gran cantidad de energía, y su operación implica un consumo energético significativo en una industria, tal como lo señala Petrecca (2014). De acuerdo con este autor la eficiencia de calderas industriales generalmente oscila entre 80% y 90%; esto significa que no menos del 10-20% del combustible total comprado se pierde en las zonas fronterizas del sitio antes de su distribución a los usuarios finales.

Esta es una cantidad considerable y hace que las calderas sean una de las instalaciones más

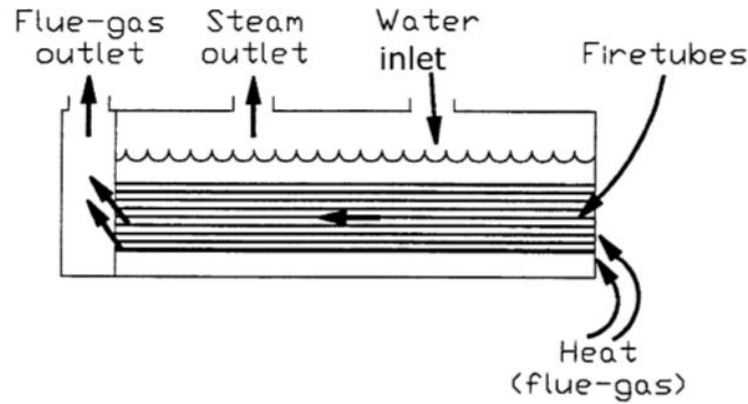


Fig. 2.17 Estructura de una caldera Pirotubular.

Fuente: Obtenido de Petrecca (2014)

disipativas de energía; por lo tanto, se debe prestar atención a este equipo con respecto tanto a la inversión de capital como a la eficiencia de mantenimiento, a fin de minimizar las pérdidas.

Las calderas usualmente operan con vapor, por varias razones sencillas, entre las que se pueden citar el gran poder calorífico y la facilidad de obtener el fluido. En este caso, la energía de la combustión debe ser transferida al agua para permitir que se alcance el punto de evaporación y se tenga la mezcla saturada. De acuerdo con Cengel & Boles (2015) para generar vapor en un proceso que se pueda modelar como cuasiestático, se tendrán varias fases:

- Calentamiento del líquido:

El líquido del reservorio se empezará a calentar y la temperatura subirá gradualmente con relativa uniformidad hasta que se alcance la temperatura de saturación a la presión de trabajo. En esta etapa se puede hablar del calor sensible. Un concepto importante es el calor específico, que se puede definir como la cantidad de energía que se le debe suministrar a una unidad de masa del fluido para que aumente su temperatura en 1 °C. El calor específico variará dependiendo de la temperatura. A una presión atmosférica de referencia (101,325 kPa) y a 0 °C el calor específico es de  $4,186 \frac{kJ}{kgK}$ . La entalpía total que se requiere para llevar a un líquido desde su condición inicial hasta su temperatura de saturación se puede expresar como  $h_i$ .

- Cambio de Fase:

Cuando el líquido ha alcanzado su temperatura de saturación, la energía que se continúe suministrando al fluido no provocará un aumento de temperatura sino que se empleará en el cambio de estado gradual de la mezcla. “La temperatura de saturación tiene un único valor para cada presión. Durante este proceso, la temperatura permanece constante y el

calor convierte el agua en vapor" (Petrecca, 2014). Esta etapa está relacionado con el calor latente del líquido y la energía que involucra el cambio de fase. La entalpía del cambio de fase se puede representar como  $h_v$ . Esta entalpía de cambio de fase variará dependiendo de la temperatura y la presión. La entalpía total que se requiere para llevar un líquido desde su condición inicial hasta la conversión de todo el líquido en vapor se puede expresar como se visualiza en la Ecuación 2.4.

$$h_T = h_i + h_v \quad (2.4)$$

- **Sobrecalentamiento:**

Cuando todo el líquido ha sido convertido en vapor, la energía que se sigue suministrando al fluido elevará la temperatura del gas. La cantidad de energía necesaria para elevar la temperatura del vapor en cada grado variará dependiendo de la presión y la temperatura del gas. Existen tablas termodinámicas que te permiten estimar con precisión esta cantidad de energía. La entalpía para llevar el vapor desde su punto de saturación hasta unas determinadas condiciones de presión y temperatura se puede representar como  $h_s$ . Del mismo modo, la entalpía total que se requiere para llevar un líquido desde su condición inicial hasta el punto de un gas sobrecalentado se puede expresar como se visualiza en la Ecuación 2.5.

$$h_T = h_i + h_v + h_s \quad (2.5)$$

En la Figura 2.18 se puede observar un diagrama que explica la entalpía absoluta del agua bajo diferentes condiciones de fase, de temperatura, de presión y de calidad (cantidad de vapor en la mezcla líquido-gas).

Para efectuar un cálculo de consumo de energía se utilizan tablas/datos termodinámicos. Una caldera de vapor saturado típica opera con agua que ingresa a 25 °C y con una presión de saturación de 100 libras por pulgada cuadrada (PSI). De acuerdo con Cengel & Boles (2015), la entalpía necesaria desde que ingresa el líquido hasta que sale el vapor se puede obtener consultando la tabla de líquido saturado ( $h_i$ ) y la tabla de saturación ( $h_v$ ). "Para el vapor saturado, los valores típicos de entalpía oscilan en el rango de 2670  $\frac{kJ}{kgK}$  a 2770  $\frac{kJ}{kgK}$ " (Petrecca, 2014).

Como se dijo anteriormente, la generación de vapor consiste en tres pasos fundamentales. Esa misma teoría aplica cuando el vapor empieza a transmitir su energía hacia el consumidor final. Primero empieza disminuyendo su temperatura, posteriormente se crea una mezcla vapor-líquido y finalmente el líquido empieza a disminuir su temperatura.

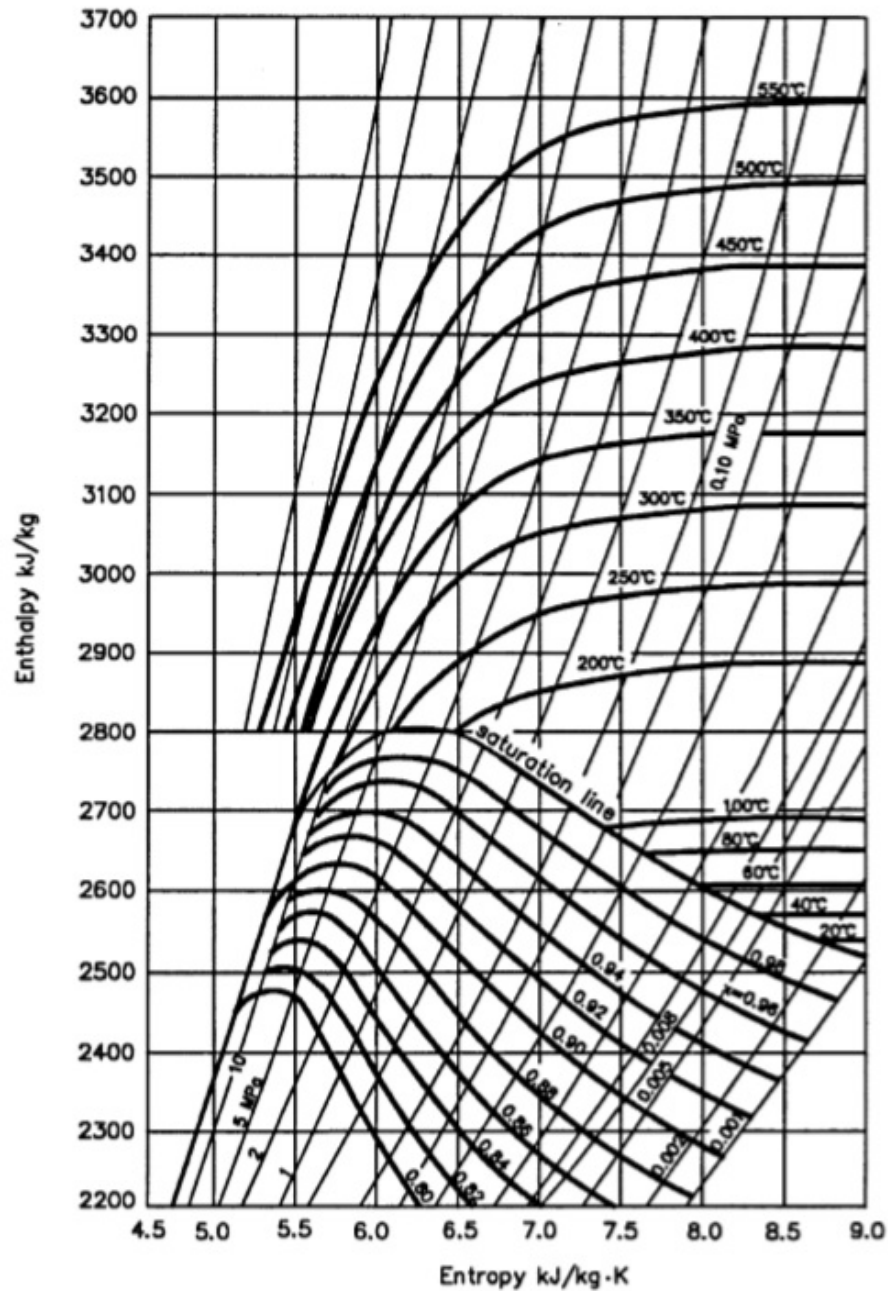


Fig. 2.18 Diagrama de Entalpía y Entropía para agua (Diagrama de Mollier).

Fuente: Obtenido de Petrecca (2014)

Una vez que el vapor ha cedido su energía y se ha transformado en líquido nuevamente es llamado condensado. El condensado es fundamental en el proceso de vapor de las industrias pues su recuperación implica una recuperación de energía térmica y su aprovechamiento tiene beneficios también en el tratamiento del agua.



En este punto, es importante acotar que un sistema de vapor no consiste única y exclusivamente de una caldera, sino que existen otras partes cruciales alrededor de la generación de vapor como los consumidores de vapor, las tuberías de trasiego, el condensado, los sistemas de recuperación de condensado y el sistema de control que gobierna el proceso. En la Figura 2.19 se puede apreciar el esquema de un sistema de vapor industrial, que consta de una caldera, el sistema de búnker (u otro combustible) para alimentar la caldera, el sistema de tratamiento de agua (suavizador, ósmosis inversa, entre otros), tanque deaerador, retorno de condensado, las líneas de trasiego y los consumidores finales del vapor.

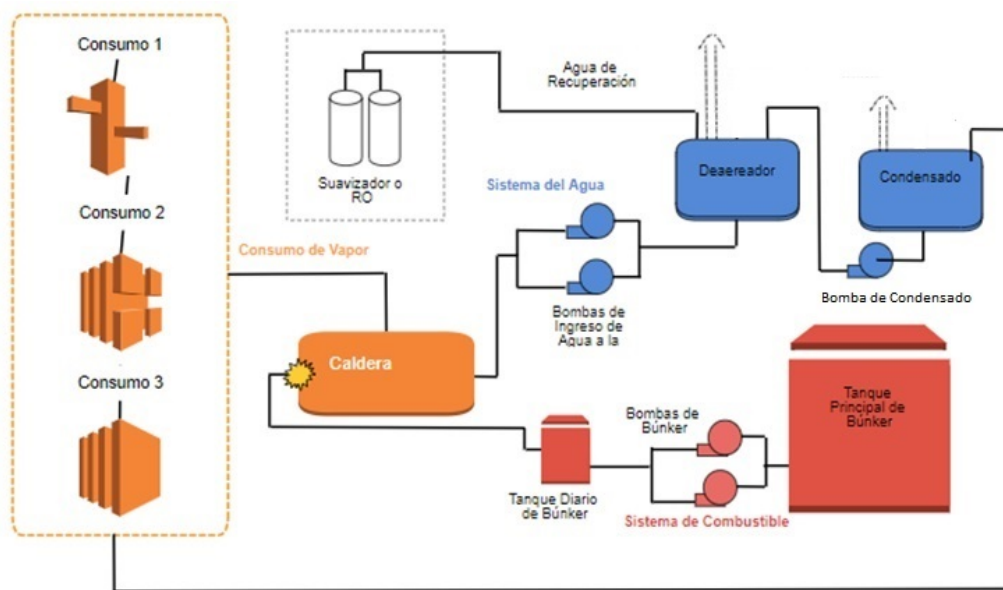


Fig. 2.19 Diagrama de un sistema de vapor industrial.

Fuente: Elaboración Propia

Las calderas tienen múltiples parámetros importantes, pero para caracterizar una caldera existen varias características importantes (Petrecca, 2014):

- Tipo de combustible y consumo por hora
- Flujo de Vapor (expresado en kg/hr o en Ton/hr)
- Presión del vapor de salida
- Temperatura del vapor saturado
- Máxima presión de diseño

- Eficiencia de la Caldera:

La eficiencia de la caldera se expresa como el cociente entre la energía que aprovecha o toma el fluido en la caldera (diferencia entre entalpía de entrada y salida) y la energía de entrada (combustible). Esto se expresa en la ecuación 2.6.

$$Eficiencia(\%) = \frac{E_{aprovechada\_vapor}}{E_{entrada\_combustible}} \times 100 = \frac{(h_{salida\_vapor} - h_{agua\_entrada}) \times \dot{m}}{E_{entrada\_combustible}} \times 100 \quad (2.6)$$

La eficiencia de una caldera puede ser mejorada al eliminar la energía que se pierde. Existe energía que se escapa como energía en los gases de combustión, pérdidas en la combustión misma o en pérdidas térmicas. De acuerdo con Petrecca (2014) las calderas tienen valores de eficiencia que oscilan entre 75% y 90% y algunos consejos para incrementar su eficiencia se pueden mencionar como sigue:

- Mantener un control preciso del aire en exceso con un sistema de control de la combustión preciso. El aire en exceso ayuda para que todo el combustible se queme, pero tiene la desventaja de que provoca que toda la masa del aire en exceso se debe calentar en el proceso.
- Minimizar las pérdidas del bastidor (o cuerpo principal de la caldera). Esto se logra con un aislamiento adecuado, tanto en el cuerpo principal como en componentes de la caldera (válvulas de seguridad, tuberías de ingreso de agua, calentador de combustible, entre otros).
- Descender el nivel de temperatura del gas de combustión a la salida de la caldera. Esto se puede lograr con un economizador (intercambiador de calor que utiliza los gases de salida). No obstante, la temperatura mínima depende del contenido de azufre del combustible y de la cantidad de humedad en el gas de combustión.
- Aumentar la temperatura del agua de ingreso a la caldera no mejorará su eficiencia pero sí reducirá el consumo de combustible. Esto se puede hacer al precalentar el agua usando calor de rechazo de otro proceso u otra fuente como la energía solar.

De acuerdo con el Poder Ejecutivo de Costa Rica (1998) las calderas se clasifican de acuerdo a su capacidad de generar vapor en calderas tipo A (más de 7500 kg/hr), tipo B (entre 2000 kg/hr y 7500 kg/hr), tipo C (entre 70 y 2000 kg/hr) y tipo D (menos de 70 kg/hr). La responsabilidad por el registro de las calderas en Costa Rica recae sobre el Ministerio de Salud, y no se mantiene un registro público del número de equipos instalados a la actualidad. No obstante, una investigación efectuada por Guevara (1996) señala que en 1996 existían

en el país un total de 1175 calderas en donde la gran mayoría de generadores de vapor eran categoría C, siendo 175 generadores de vapor de tipo A. De acuerdo con este estudio, la gran mayoría de estas calderas estaban ubicadas en industria y se utilizaban para propósitos de manufactura en industrias alimenticias, de caña de azúcar, o de producción de bienes diversos.

## **2.4 Casos prácticos de aprovechamiento de la energía solar para su uso en calderas**

La aplicación de colectores solares para el aprovechamiento de su energía térmica no es novedosa. Desde hace varios siglos se ha planteado la idea de la manera más adecuada de aprovechar la energía térmica del sol. De acuerdo con Fernández-García et al. (2010) desde 1870 se han tenido experiencias prácticas con la energía térmica solar para el aprovechamiento de un motor térmico. De 1906 a 1911, un ingeniero americano, llamado Frank Shuman construyó y probó una serie de motores solares. Usó diferentes tipos de colectores no-concentradores o de baja concentración solar. Inclusive, algunos de ellos fueron utilizados en irrigación.

Las aplicaciones solares térmicas son de muy diversa índole. Mejía (2007) menciona un caso en el que se han utilizado colectores solares para calentar agua en aplicaciones diversas en hotelería, sustituyendo las calderas. Hay múltiples casos en los que se usa un fluido térmico para cocción de algún tipo de alimento.

También se han dado intentos en el área de la generación eléctrica, al combinar el uso de la energía solar con plantas de generación de electricidad que funcionan con carbón como fuente primaria de energía. Mills (2018) discute cuáles son algunos de los retos que todavía tiene que enfrentar la integración de la energía solar a este tipo de procesos, en donde sobresale el tema de costos, la variabilidad solar y la ubicación geográfica que se debe tener para que el proyecto sea viable. Otro punto importante, es que para que la radiación solar sea suficiente se debe tener necesariamente un sistema concentrador de energía solar, referido como CSP (Concentrated Solar Power).

El tema del precalentamiento de agua en las calderas ha sido una oportunidad de ahorro energético que ha tomado relevancia en los últimos tiempos, a toda escala. Por ejemplo, Shi & Sun (2013) plantean un caso de estudio interesante en el que se analiza una caldera a base de biomasa con aporte de energía solar. Como es sabido, las calderas de biomasa son de grandes potencias, por lo que la implementación de estas dos tecnologías de forma paralela constituye un caso interesante de la cooperación de dos energías amigables con el ambiente. Para efectuar el dimensionamiento del sistema solar térmico en estas aplicaciones existen

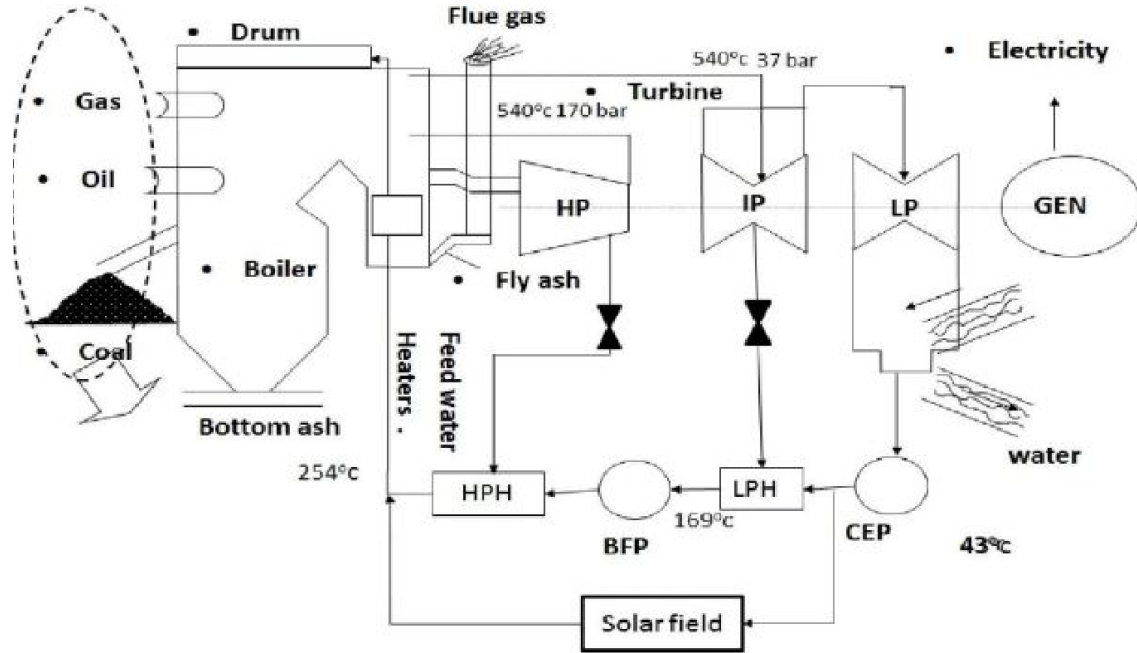


Fig. 2.20 Ejemplo del aprovechamiento de la energía solar en un ciclo Rankine Regenerativo.

Fuente: Obtenido de Patel et al. (2014)

manuales prácticos que dan una guía para la selección de los componentes. Tal es el caso de Bériz & Álvarez (2008).

En otros artículos, como el que es expuesto por Patel et al. (2014) se discute la ventaja y rendimiento energético adicional que se obtiene en una planta generadora de energía eléctrica que opera bajo un régimen de ciclo Rankine Regenerativo. En este caso, la aplicación de la energía solar se utiliza para sustituir la energía de dos calentadores del agua condensada que se extrae de las turbinas de baja y mediana presión. En la Figura 2.20 se puede apreciar la sustitución propuesta.

Otro ejemplo claro del aprovechamiento térmico solar en calderas proviene de Al-Salaymeh et al. (2010), en donde, se esboza la justificación técnica y económica de un sistema solar que se integre a una caldera para el calentamiento de agua en un edificio. En este caso particular, las temperaturas demandadas son bastante bajas, por la que la incorporación de colectores de tubos al vacío representa una mejora sustancial. Los colectores solares incorporados ahorran energía que tendría que proveer la caldera. El cálculo de la energía ahorrada es bastante sencillo y se puede estimar con la ecuación 2.7.

$$\% \text{AhorroEnergía} = \frac{E_{\text{Sol-Colector}}}{E_{\text{Ent-Caldera}}} \times 100 \quad (2.7)$$

Un punto importante en el trabajo de Al-Salaymeh et al. (2010) radica en el sistema de control que describe en su texto. Dado que el aprovisionamiento de vapor/agua caliente vendrá de dos fuentes independientes, se debe tener un control fino de proceso que asegure que no se exceda la temperatura demandada, pero que a la vez no se desaproveche la energía térmica que podría brindar el colector solar. Para asegurar esto se debe tener un sistema de control inteligente (Computer aided controller -PLC).

Hafner et al. (2014) expone una idea bastante innovadora que implica la integración de un sistema de combustión basado en combustibles fósiles que se integre con un sistema solar desde la concepción del proyecto. En su trabajo se discute la integración y los factores que deben considerarse para la integración de un sistema solar concentrador de energía solar tipo Fresnel y de una caldera que opera con combustibles fósiles para un proceso industrial. De acuerdo con Mekhilef et al. (2011) la gran mayoría de procesos industriales posee operaciones que requieren temperaturas menores de 120 °C. Hafner et al. (2014) menciona que muchas ramas de la industria usan vapor saturado como medio para transferir calor a varios procesos. Los colectores solares de concentración pueden suministrar calor a estas líneas de vapor, ya sea de forma indirecta o directa mediante el llamado proceso "*Direct Steam Generation*" (DSG). Dado que el proceso DSG se ha considerado difícil de controlar, las instalaciones hasta ahora se han diseñado principalmente como un circuito cerrado. Esto significa que los colectores calientan un fluido, y este pasa por un intercambiador de calor que calienta el agua hasta generar vapor. De este modo, el agua no pasa por los colectores solares.

Para evitar invertir en un generador de vapor indirecto y reducir las capacidades térmicas que resultan en largos tiempos de arranque, se han desarrollado procesos DSG, como se muestra en la Figura 2.21. Para producir vapor saturado, el agua líquida ingresa al campo solar, se calienta hasta el punto de ebullición y comienza a evaporarse. En este diseño la caldera funciona como tanque de almacenamiento para compensar las diferencias entre el consumo y lo generado por energía solar y a la vez funciona como un tanque separador líquido-vapor del fluido que viene de los colectores solares.

Entre el análisis efectuado, Hafner et al. (2014) llega a la conclusión que la generación de vapor con un concentrador de energía solar es mucho más rentable si se utilizan muchos de los elementos típicos de una instalación nueva o usada de generación de vapor por medio de combustibles fósiles. Entre estos elementos se pueden mencionar la suavización del agua, el sistema de control, el tanque separador de líquido- vapor y el sistema de bombeo necesario para ejercer la presión.

Por otra parte, Schenk et al. (2015) efectúan un estudio para determinar cuál es la mejor propuesta para integrar un sistema solar de concentración y una caldera pirotubular de tres pasos con espalda húmeda. Se analizan cuatro posibles conceptos de integración:

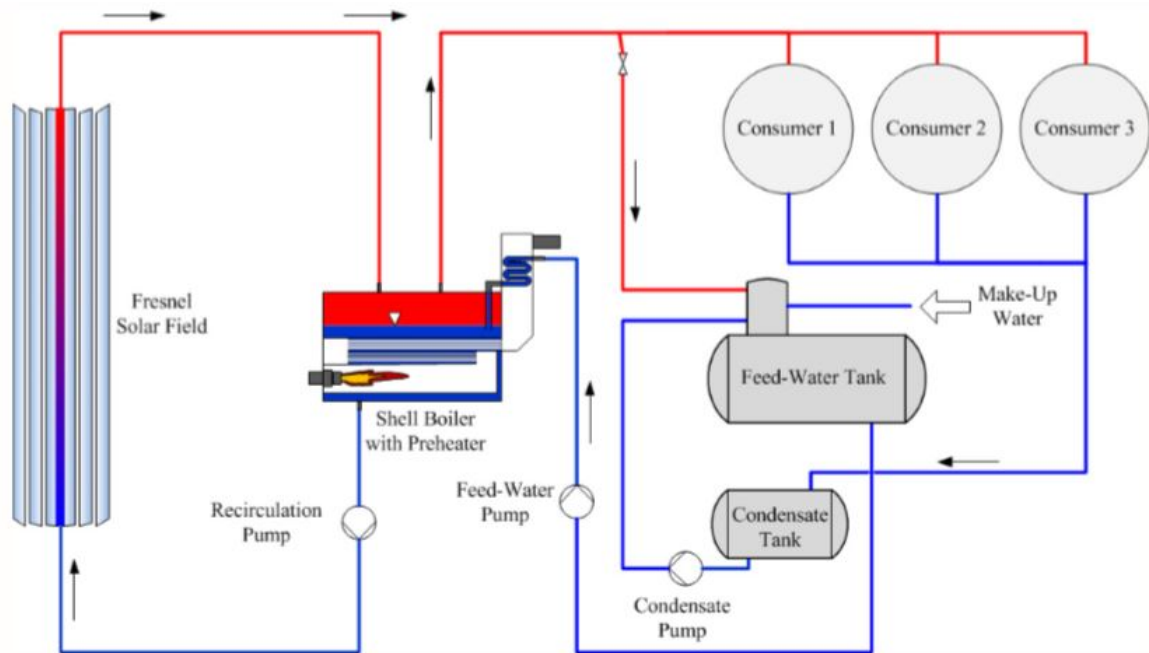


Fig. 2.21 Diseño de integración de un concentrador solar con una caldera.

Fuente: Obtenido de Hafner et al. (2014)

- Generación directa de vapor: El vapor se produce directamente en los colectores y en paralelo a la caldera de vapor convencional.
- Fluido en una fase (indirecto). Un fluido que no cambia de fase se calienta en el circuito del colector y transfiere calor a través de un intercambiador de calor a la caldera de vapor convencional.
- Precalentamiento: el campo solar funciona para calentar el agua de ingreso a la caldera.
- Vapor "Flash": El vapor se produce por evaporación instantánea debido a una reducción de la presión.

Se llega a la conclusión de que la primera opción es la más óptima, en el caso en el que los colectores solares puedan soportar la evaporación dentro del receptor solar.

Además de lo mencionado anteriormente, la energía solar se puede ampliar en el ámbito industrial en aplicaciones distintas a las calderas. Un ejemplo típico radica en calentar agua de proceso para aplicaciones de lavado que requieran 60 °C o temperatura similar para secado. Una descripción más detallada de otras aplicaciones solares industriales se puede encontrar en Mekhilef et al. (2011).

# Capítulo 3

## Sistema de Vapor en estudio: Operación y Requerimientos

En el presente capítulo se describe con detenimiento el sistema de vapor existente en la empresa, con todos los elementos actuales que deben ser considerados en el futuro diseño. Adicionalmente, se presenta la información que sirve como punto de partida para los cálculos de energía. No obstante, el primer paso es contextualizar el proyecto dentro de la empresa que tiene el sistema de vapor acá descrito.

### 3.1 Ubicación y Contexto del Sistema de Vapor

La empresa donde se desarrollará el proyecto es una subdivisión de refrescos, de la empresa FIFCO. A continuación una breve reseña de la empresa de acuerdo con FIFCO (2017):

Florida Ice and Farm Company, o FIFCO como se le conoce normalmente, es una empresa de capital abierto costarricense, fundada en 1908; que se dedica a producir y distribuir bebidas y alimentos en Centroamérica, el Caribe y Estados Unidos principalmente, así como a negocios de hospitalidad en la provincia de Guanacaste, Costa Rica, e inversiones varias. Desde hace 10 años, FIFCO opera bajo metas de triple utilidad, en donde la sostenibilidad es el eje transversal de la empresa, motor de la innovación y superación constante. Por dicha razón, en el reporte integrado anual (2017) también se señala que FIFCO busca liderar las categorías en las que compete, a través del desarrollo de propuestas con sentido económico que conlleven un impacto mínimo, o bien, positivo para la sociedad y el medio ambiente.

La sede central se encuentra en Costa Rica y cuenta con operaciones en Guatemala, El Salvador y Estados Unidos, donde se tienen 9 plantas de producción y 15 centros de distribución. La cadena de valor está compuesta por 6275 proveedores locales e internacionales, exportando sus productos a más de 18 países en el mundo (FIFCO, 2017).

El presente trabajo tomará lugar en una de las plantas de manufactura de la empresa. Específicamente en Planta Refrescos. A continuación se nombran características generales de la planta de producción:



Fig. 3.1 Vista Aérea de Planta de Producción.

Fuente: Obtenido de FIFCO (2017)

Nombre Oficial: Planta de Refrescos FIFCO

Razón Social: Productora La Florida S.A.

Actividad General: Producción de Refrescos y Agua Embotellada

Ubicación Geográfica:

- Provincia de Heredia, cantón de Flores, distrito de Llorente.
- Dirección: Diagonal a Cervecería de Costa Rica. Ruta Nacional número 3.

Persona representante de la empresa: Marco Antonio Valverde Lara.

En la Figura 3.1 se puede apreciar una vista aérea de una parte de la Planta de Manufactura ubicada en el cantón de Flores.

La empresa tiene una visión positiva en cuanto al desarrollo del proyecto, pues representa una oportunidad plausible para el aprovechamiento de la energía solar y la disminución de consumo energético. Como se dijo anteriormente en secciones previas, existe un fuerte interés en la empresa por reducir la huella de carbono intrínseca a las operaciones.



## 3.2 Descripción del Sistema de Vapor

Al ser una planta de producción alimenticia, el sitio requiere de una cantidad considerable de vapor de agua para el funcionamiento de su proceso productivo. Este vapor se utiliza como medio para añadir energía térmica a distintos procesos como los que se mencionan a continuación:

- Esterilización.
- Limpieza interna de tuberías, tanques, equipo de preparación (CIP).
- Pasteurización.
- Calentamiento de agua.

Para la generación de este vapor se cuenta con dos calderas de igual capacidad que queman un hidrocarburo para aprovechar su energía térmica y generar el vapor. La razón primordial sobre la cual se sustenta esta decisión de tecnología para la generación de vapor es el costo económico, pues es más rentable obtener la energía térmica de un hidrocarburo que generarlo mediante electricidad.

Cada una de estas calderas tienen capacidad suficiente para llevar la demanda de la planta de producción. El hecho de tener dos, se da por un tema de redundancia del servicio. El combustible que queman ambos equipos es conocido en el mercado nacional como búnker C. No obstante, de modo internacional es conocido como Fuel Oil N °6 (RECOPE, 2018).

En la Tabla 3.1 se pueden observar algunas características de las calderas.

Tabla 3.1 Características de las calderas.

Fuente: Elaboración Propia

Característica	Caldera 1	Caldera 2
Tipo de Caldera	Pirotubular	Pirotubular
Número de Pasos	4	4
Espalda	Seca	Seca
Marca	Cleaver Brooks	Cleaver Brooks
Capacidad (BHP)	600	600
Presión máxima de operación (psig)	150	150
Tipo de Combustible	Fuel Oil N°6	Fuel Oil N°6
Año de Fabricación	1972	1984

La red de distribución de vapor se constituye de tuberías de hierro negro, que cuentan con aislamiento para minimizar las pérdidas de calor. Las tuberías de ingreso de agua a la caldera también están aisladas y son del mismo material. Las tuberías de salida de vapor de las

calderas tienen un diámetro de 6", mientras que el ingreso de agua se da en 3". En la Figura 3.2 se puede observar una de las calderas que se tienen en la planta de producción.



Fig. 3.2 Caldera 1 del sistema.

Fuente: Obtenida en el sitio

A pesar de que la caldera es el elemento principal del sistema de vapor, es importante recalcar que se tienen múltiples componentes auxiliares. El sistema completo se puede visualizar en la Figura 3.3, mientras que cada uno de los componentes se describe a continuación de la caldera hacia atrás:

- Caldera: Como se mencionó anteriormente, solamente opera una caldera a pesar de que se tienen dos equipos, por un tema de redundancia. La caldera opera a una presión que oscila entre 90 y 100 psig (6,2 y 6,9 Bar manométricos). Al ser un recipiente a presión, la caldera se regula mediante dos variables fundamentales: La presión y el nivel.
  - Presión: La presión controla la combustión y el sistema de fuego de la caldera. Si la presión de la caldera se acerca al valor máximo del rango, la caldera ajustará su combustión al mínimo para tratar de no sobrepasar esa presión. Por el contrario, si la presión de la caldera tiende a disminuir, el sistema de combustión aumentará la llama para mantener estable la presión del sistema.
  - Nivel: Conforme la caldera evapora el agua, el nivel irá descendiendo. Esto implica que se debe tener una regulación del nivel de la caldera mediante una bomba de agua que provocará un mayor flujo cuando la caldera tiene bajo nivel y disminuirá el flujo de agua de ingreso cuando se tiene un nivel alto.

La caldera opera con vapor saturado, de modo que la temperatura del vapor de salida depende de la presión. No obstante, la temperatura del vapor oscila entre 165 °C y 170

°C. En una caldera se deben tener parámetros estrictos en cuanto a las características físico-químicas del agua que contiene para evitar incrustaciones, corrosión o algún otro tipo de daño. En la Tabla 3.2 se pueden consultar los parámetros de referencia que deben mantenerse en el sistema.

Tabla 3.2 Parámetros Físico-Químicos recomendados para las calderas

Fuente: Informe Semanal Proveedor Químicos de Caldera

Parámetros	Estándar
Dureza Total (ppm)	0
Alcalinidad Parcial (ppm)	300 - 600
Alcalinidad Total (ppm)	400 - 800
Sílice (ppm)	350
Ciclos de Concentración	-
Fosfatos (ppm)	20 - 50
Sulfitos (ppm)	20 - 50
pH	10,5 - 11,7
Cloruros (ppm)	-
Hierro Soluble (ppm)	0,5
Hierro Total (ppm)	-
Sólidos Disueltos (ppm)	1960
Conductividad Neutra (mho/cm)	2800
Conductividad (mho/cm)	3000 máx.

Para mantener estos parámetros se añaden varios productos químicos, como anti-incrustantes, anticorrosivos, secuestradores de oxígeno y productos para decantar los sedimentos.

- **Bombas de la Caldera:** Estas bombas tienen como función tomar agua del desaereador e ingresarla a la caldera. Operan con un variador de velocidad, de modo que ingresan mayor o menor flujo dependiendo del nivel de la caldera. La presión de salida de las bombas es la misma presión de las calderas.
- **Tanque Desaereador (o degasificador):** La función primordial del tanque desaereador consiste en precalentar el agua a 90 °C- 95 °C con el objetivo de desaerearla para disminuir el porcentaje de oxígeno disuelto. Esto es una medida para evitar la corrosión de la caldera ante los altos porcentajes de oxígeno. Para cumplir su función de calentamiento, este tanque tiene una entrada de vapor, de modo que caliente el agua de recuperación para remover el oxígeno. Se mantiene a una presión entre 5 psig y 10 psig, debido a una válvula reguladora de vapor. Al igual que la caldera, el tanque desaereador tiene dos variables que deben ser controladas y mantenidas:

- Presión: La presión es mantenida por una válvula reguladora de presión, de modo que la presión de vapor es constante. La entrada de este vapor es el medio de calentamiento del agua.
- Nivel: El nivel del tanque tiene una lógica bastante sencilla. La fuente primordial de llenado será el condensado (obtenido del tanque de condensado). Siempre y cuando el tanque de condensado tenga el nivel suficiente, se utilizará esta agua para ingresarla al deaerador. Si no hay condensado en el tanque, o si el suministro no es suficiente para abastecer la demanda, entonces se abre la válvula de agua de reposición que viene del suavizador. Esta lógica sencilla implica que se ingresará agua de reposición (proveniente del suavizador) solo si el condensado no da abasto.
- Bombas de Condensado: Estas bombas tienen como función tomar agua del tanque de condensado e ingresarla al tanque deaerador. Operan por un control de nivel del deaerador, como se explicó anteriormente. La temperatura del condensado en este punto oscila entre 90 °C y 100 °C.
- Tanque de Condensado: El tanque de condensado, tal como su nombre lo indica, recibe el condensado que viene de planta. Este condensado llega al tanque proveniente de distintas tuberías con una temperatura cercana a 100 °C. Esto implica que se genera una cierta cantidad de vapor “flash” que se perderá del sistema.
- Suavizador: Su función consiste en tratar el agua de ingreso para reducir el contenido de sales minerales (especialmente calcio o magnesio), con el fin de evitar las incrustaciones en las tuberías o en la caldera que pueden ser provocadas por estos elementos. El suavizador opera con una resina compuesta de sales de sodio, que atrapa los iones de calcio o magnesio. Es importante acotar que la resina que emplean la mayoría de suavizadores no se puede utilizar con el agua a altas temperaturas. Es decir, para suavizar el agua la temperatura de esta no debe superar los 50 °C. Un suavizador no es la única tecnología que existe para suavizar el agua. Las membranas de ósmosis inversa pueden ser utilizadas como otra alternativa viable para eliminar los iones de calcio y magnesio. No obstante, esta tecnología normalmente es más costosa y también tiene restricciones de temperatura. Aunado a esta restricción, conviene acotar que el agua suavizada es ventajosa en colectores solares, pues su potencial de incrustación es nulo al elevar la temperatura. La solubilidad y las incrustaciones aumentan con la temperatura.

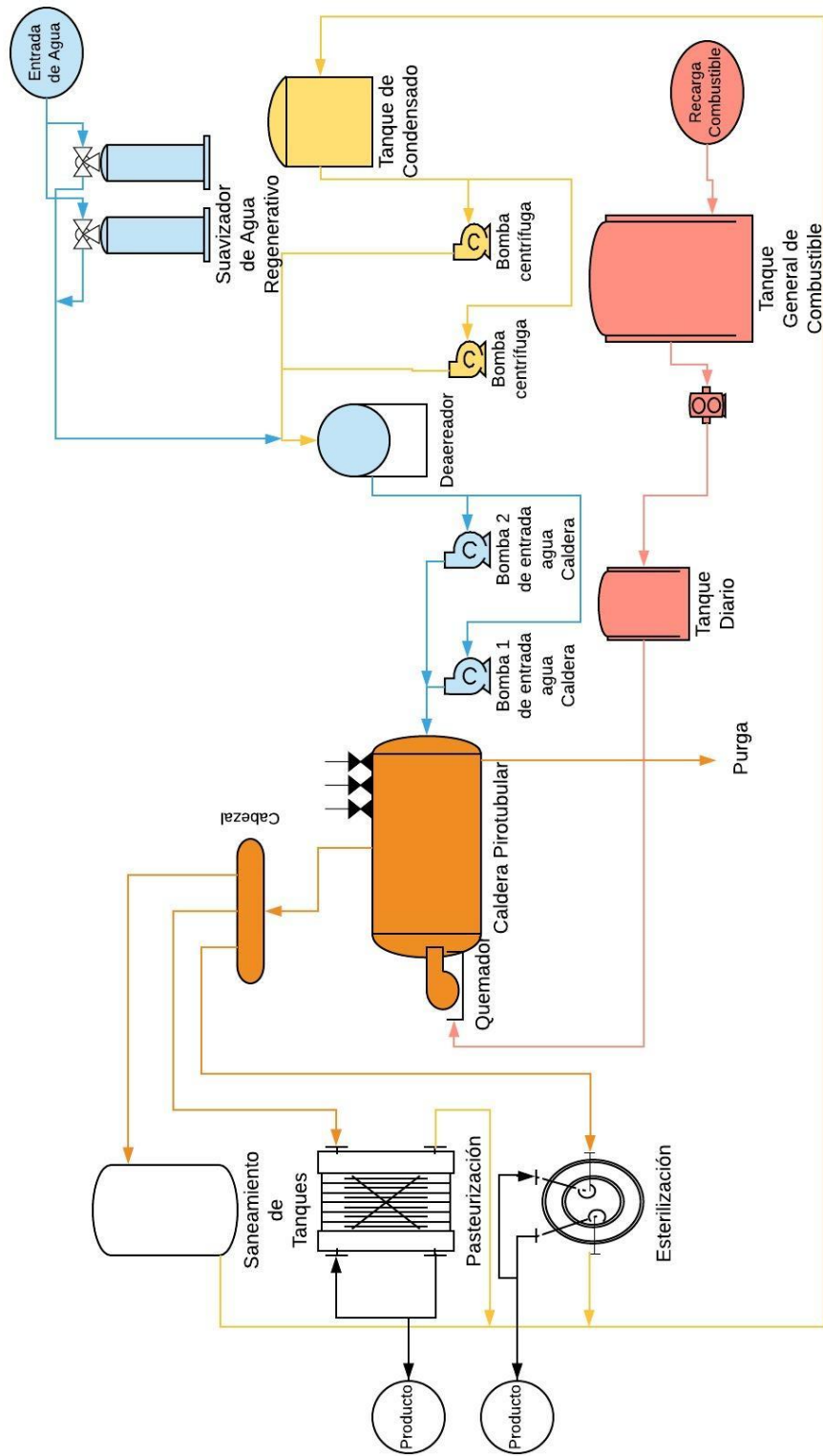


Fig. 3.3 Sistema de Vapor de Planta Refrescos.

Fuente: Elaboración Propia

### 3.3 Proceso de combustión de la caldera

En esta sección se proveerán algunos parámetros operativos de la caldera en relación a su combustión, que serán de utilidad para calcular los ahorros posteriores:

- La caldera utiliza al búnker C como combustible y utiliza al aire como comburente para producir la combustión que toma parte en el cañón. Los gases de combustión recorren los 4 pasos de la caldera y salen por la chimenea a una temperatura promedio de 210 °C. Esta temperatura no debe descender a menos de 180 °C (e.g. con un economizador), pues el ácido sulfúrico que se forma por la combustión se condensaría y corroería cualquier intercambiador de calor. Es preciso recordar que el búnker contiene azufre.
- En la Tabla 3.3 se muestran algunas propiedades del búnker C (Fuel Oil N°6) que se proveen como parte de su ficha técnica RECOPE (2018).
- Adicional a la temperatura de los gases de chimenea se controla el combustible que se consume (litros) y el flujo másico de vapor (kg). Con estos dos parámetros se calcula la eficiencia de la caldera mediante el método directo. Por motivos de confidencialidad no se puede exponer una tabla de consumo de combustible a nivel mensual. No obstante, el dato promedio de eficiencia calculado mediante estos valores es de un 77%.

Tabla 3.3 Características Físicas del búnker C.

Fuente: RECOPE (2018).

Propiedad	Valor Promedio
Viscosidad a 50 °C [SSF]	240,9
Temperatura del punto de fluidez [°C]	10,0
Temperatura de inflamación [°C]	98,0
Poder calórico neto [kcal/kg]	10196,0
Fracción masa de Azufre [%]	2,19
Fracción de volumen agua y sedimento [%]	0,23
Fracción masa de Ceniza [%]	0,06
Densidad a 15 °C a muestra [kg/m³]	965,9

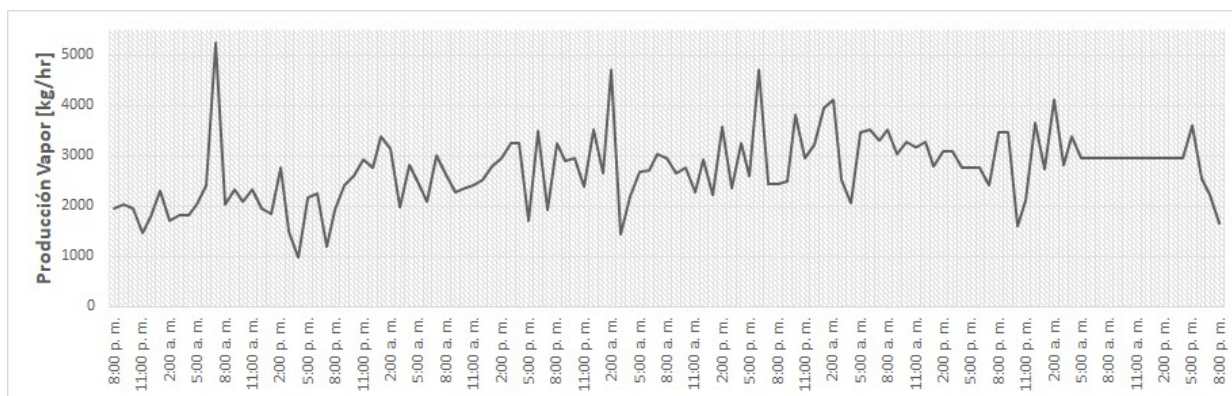
El poder calórico neto equivale a 10 196 kcal/kg. Utilizando la densidad y la relación de conversión a kilo-Joules se tiene que es igual a 41 225 kJ/l.

### 3.4 Demanda de vapor del sistema

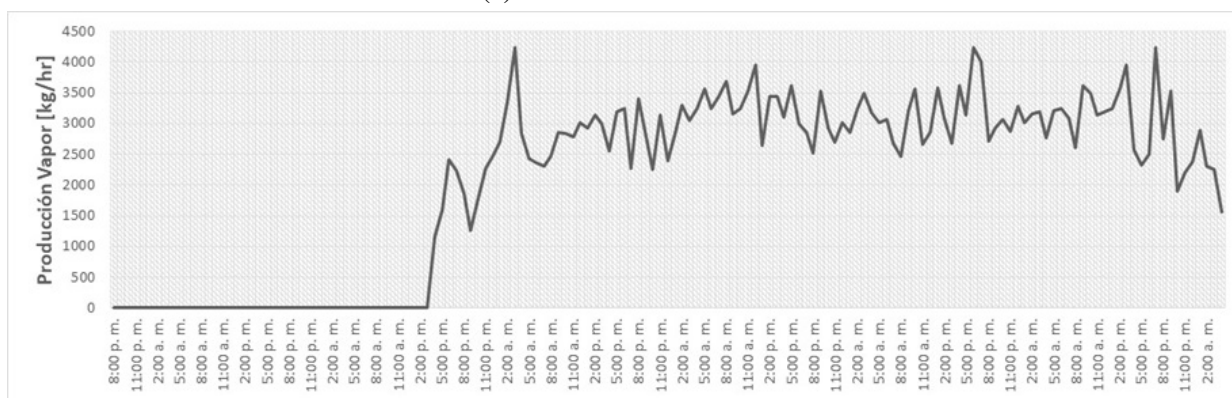
El consumo de vapor en la planta de producción es variable y dependerá de múltiples factores como los que se enumeran a continuación:

1. Líneas de producción en funcionamiento.
2. Tipos de productos manufacturados.
3. Limpiezas programadas y eventos extraordinarios.
4. Estado de la red de vapor (fugas, condición de las trampas, entre otros).

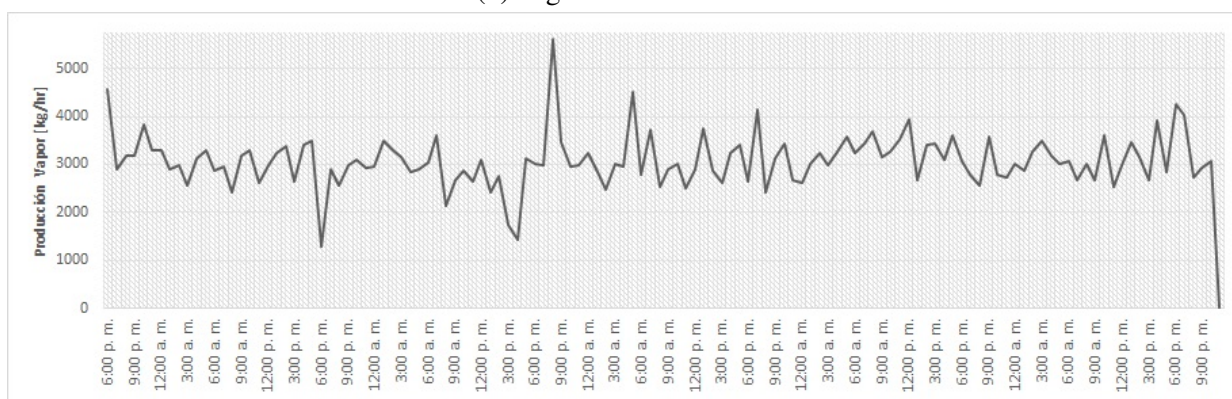
Para evaluar la variabilidad del consumo de vapor (y la necesidad térmica) se monitoreó la demanda de vapor de la planta de producción durante tres semanas. En la Figura 3.4 se presenta este consumo horario durante las tres semanas. Tal y como se observa en las tres gráficas, la caldera presenta un mínimo que ronda los 1000 kg/hr de vapor y presenta una producción máxima de vapor de 5500 kg/hr. Es importante mencionar que estos gráficos simulan un arranque productivo desde el día domingo por la noche hasta el día viernes o sábado por la noche. En la Figura 3.4b el consumo de vapor es nulo durante los primeros dos días de la semana. Esto se debió a que no hubo producción esos días por un tema de mantenimiento general de equipos auxiliares en la planta de producción.



(a) Primera Semana



(b) Segunda Semana



(c) Tercera Semana

Fig. 3.4 Perfil de Consumo de Vapor Semanal.

Fuente: Elaboración Propia



### 3.5 Evaluación del Retorno de Condensado

Tal como se ha explicado ampliamente en secciones anteriores, el retorno de condensado es un punto fundamental dentro de la evaluación energética de los colectores solares. La recuperación de energía proveniente del “condensado” es fundamental para evaluar el potencial de aprovechamiento solar, dependiendo de la factibilidad de calentar el agua de reposición o el agua que va hacia la caldera.

El condensado que retorna a la planta contiene características similares que las del vapor, las cuales se presentan en la Tabla 3.4. Es importante hacer notar que el condensado puede tener algunos restos de dureza. Esto no es recomendado para una caldera, que debería tener una dureza de 0 ppm. No obstante, en un proceso industrial, el paso del vapor por múltiples intercambiadores de calor y válvulas genera la posibilidad de que algún mal funcionamiento de empaques puede generar algún tipo de contaminación que le provea dureza al condensado. Para este tema, existen químicos que decantan los minerales dentro de la caldera, provocando una evacuación de estos sólidos mediante las purgas de fondo.

Tabla 3.4 Características Fisico-químicas del condensado.

Fuente: Elaboración Propia.

PARAMETROS	RETORNO
Dureza Total (ppm)	6
Alcalinidad Parcial (ppm)	2
Alcalinidad Total (ppm)	16
Alcalinidad Hidróxida (ppm)	0
Silice (ppm)	6,21
pH	8,27
Hierro Soluble (ppm)	0,03
Sólidos Disueltos (ppm)	25
Conductividad Neutra (mho/cm)	35

El porcentaje de retorno de condensado es aún más importante que los parámetros fisico-químicos, pues determinará la relación entre agua de reposición del sistema (que deberá ser calentada antes de poder generar vapor) y el condensado que se recupera.

El porcentaje de retorno de condensado se mide semanalmente en la empresa como un dato de proceso, y su valor promedio en los últimos 11 meses ha sido de 63 %. En la Tabla 3.5 se puede visualizar los datos de retorno de condensado en los últimos 11 meses.

Para efectuar el cálculo del retorno de condensado se utilizan dos datos. Se toma periódicamente la lectura del medidor de vapor (o en su defecto, la lectura del medidor de búnker) con el objetivo de establecer la masa total de vapor que sale de la caldera en un periodo de tiempo. Paralelamente, se toma en esos mismos intervalos de tiempo la lectura del agua de reposición

que ingresa a la caldera y por medio de su densidad se establece la masa total de agua de reposición. El porcentaje de retorno de condensado resulta de la ecuación 3.1:

$$R_c[\%] = \frac{M_v - M_{AR}}{M_v} \quad (3.1)$$

En donde:

$M_v$ : Masa de vapor en el periodo de tiempo designado [kg].

$M_{AR}$ : Masa de agua de recuperación en el periodo de tiempo designado [kg].

$R_C$  : Retorno de Condensado (Porcentual).

Tabla 3.5 Datos de retorno de condensado mensual

Fuente: Elaboración Propia

Mes	Retorno Condensado (%)
Octubre	53
Noviembre	24
Diciembre	42
Enero	69
Febrero	56
Marzo	69
Abril	70
Mayo	80
Junio	83
Julio	80
Agosto	68

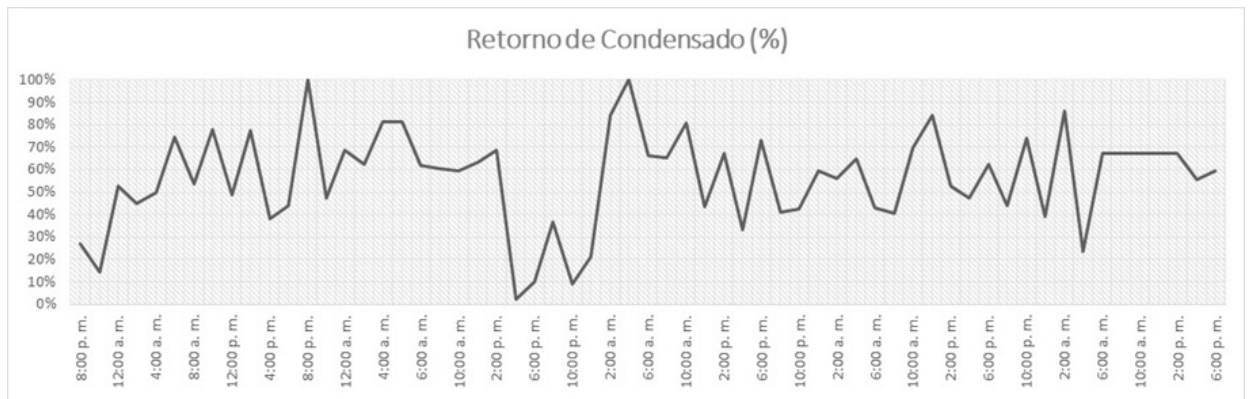
El porcentaje de retorno de condensado es importante, pero también es de vital trascendencia analizar su comportamiento y oscilación durante la jornada de producción de la planta de manufactura. Este estudio permitirá correlacionar la energía solar térmica brindada con el sol, con la demanda de energía aprovechable, en caso de que esta energía provenga del sol.

En las Figuras 3.5, en la 3.6 y en la 3.7 se pueden apreciar las gráficas de retorno de condensado para tres semanas distintas en la evaluación del periodo de estudio. A continuación varios comentarios generales acerca del comportamiento del retorno de condensado:

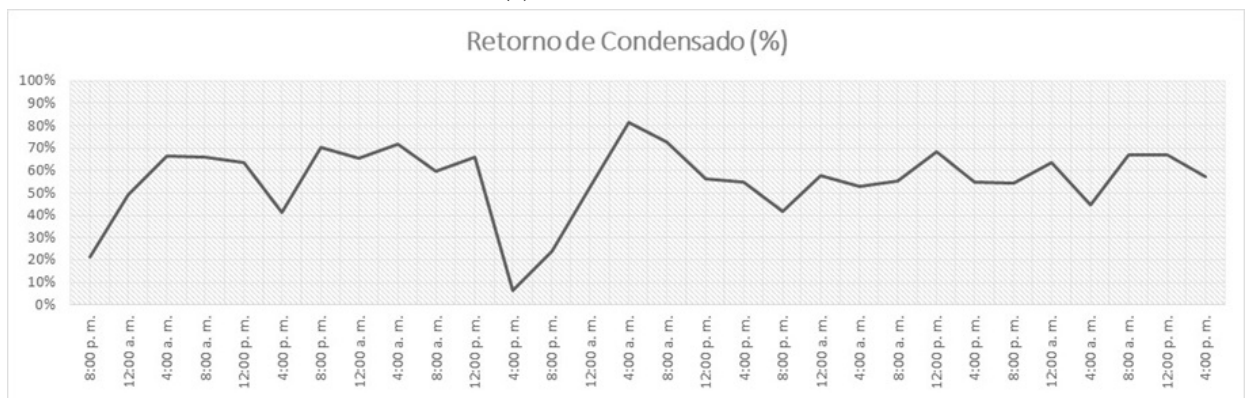
- No se logra establecer una correlación entre el porcentaje de retorno de condensado entre el día y la noche. Tal como se observa la relación de retorno de condensado es muy constante y tiende a parecerse a una línea recta en periodos de 4 horas.
- El retorno de condensado variará dependiendo de las líneas de producción que estén operando. No obstante, es difícil establecer una relación, debido a que en las tres

semanas de medición únicamente se tuvo una línea detenida por completo durante la semana # 2. Esto no sugiere que esto haya provocado un mayor o menor retorno.

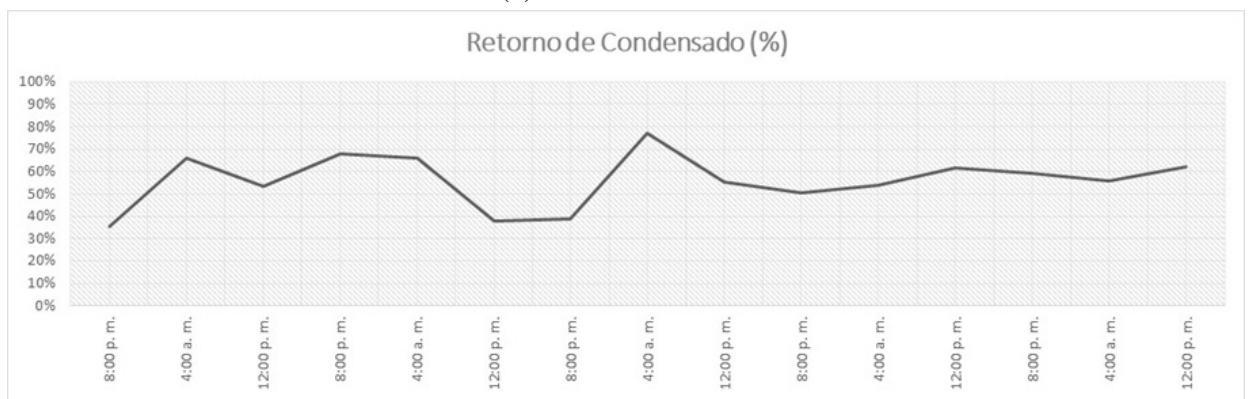
- Durante la primera semana el porcentaje de retorno de condensado promedio fue de 55% mientras que la segunda semana el valor fue de 62% y en la tercera fue de un 67%.
- Se puede notar que el primer valor de cada semana (Cuando inicia producción) es muy bajo, pero rápidamente se nivela y alcanza un valor promedio.
- La primera semana contempla desde el turno de noche del domingo hasta el turno de noche del viernes, mientras que la segunda contempla desde el turno de noche del domingo hasta el turno de noche del sábado. Por último, la tercera semana contempla desde el turno de noche del domingo hasta el turno de noche del viernes.
- En la segunda semana de medición se presentó un evento de mantenimiento general que provocó que la producción arrancara hasta el día martes por la noche. Por esta razón se evidencia que el retorno de condensado durante esos días es nulo.
- El porcentaje de retorno parece ser mayor en donde se tiene un consumo mayor de vapor. En la primera semana se tiene un consumo promedio de 2717 kg/hr de vapor, en la segunda fue de 2937 kg/hr y en la última fue de 3082 kg/hr.



(a) Cada 2 horas



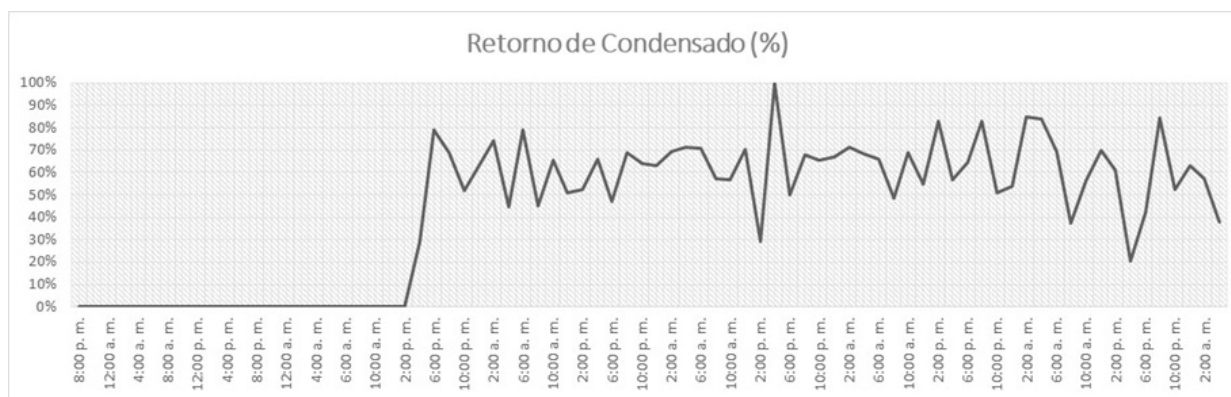
(b) Cada 4 horas



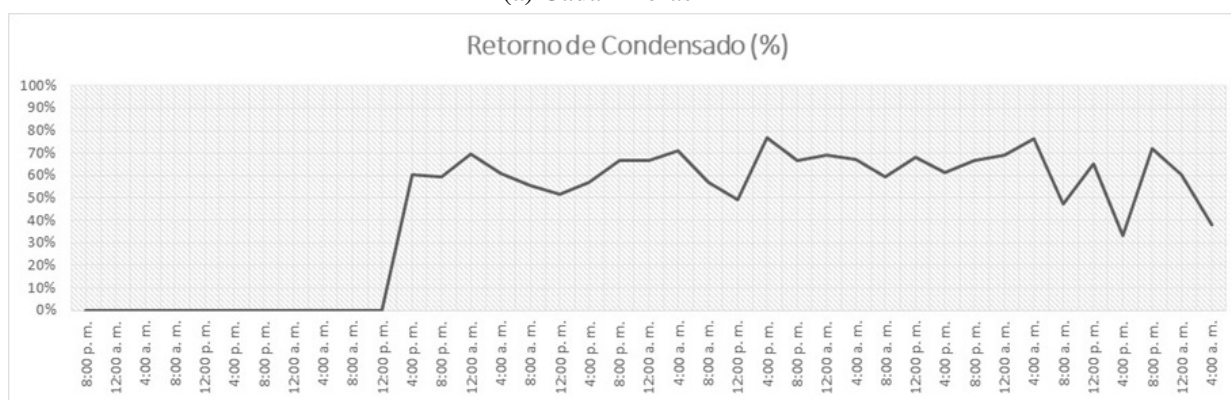
(c) Cada 8 horas

Fig. 3.5 Retorno de Condensado durante la primera semana en diferentes intervalos de tiempo.

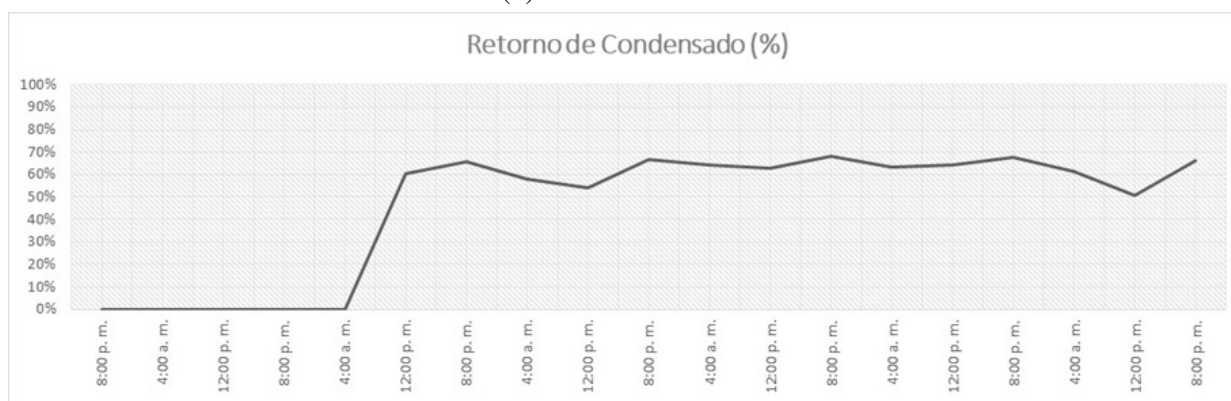
Fuente: Elaboración Propia



(a) Cada 2 horas



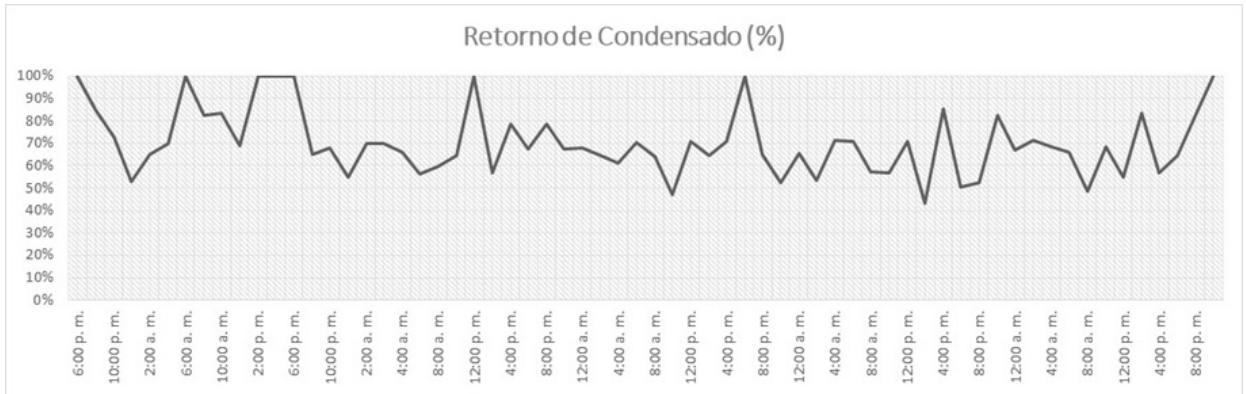
(b) Cada 4 horas



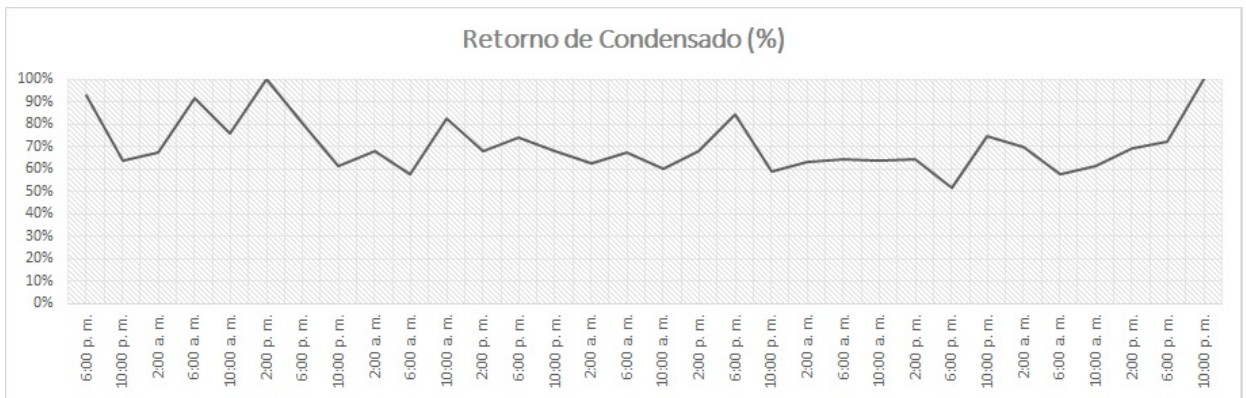
(c) Cada 8 horas

Fig. 3.6 Retorno de Condensado durante la segunda semana en diferentes intervalos de tiempo.

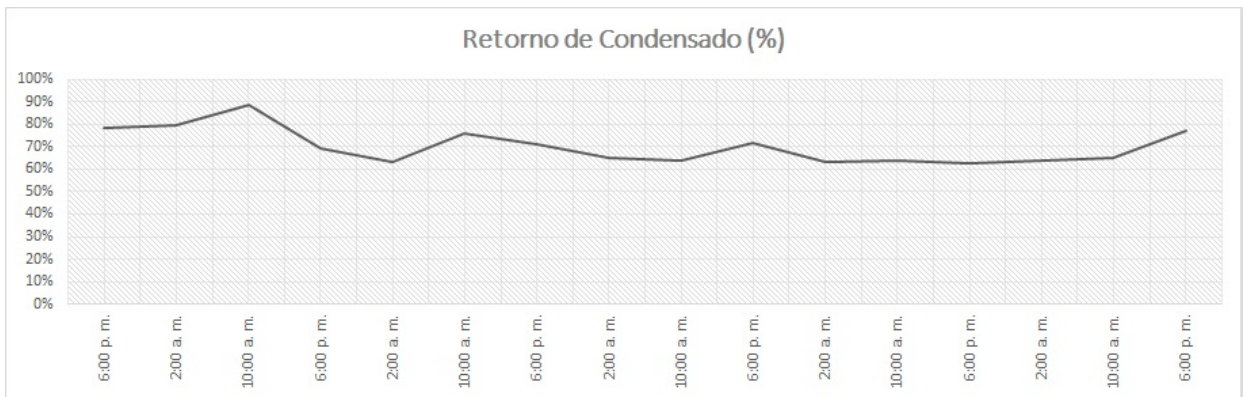
Fuente: Elaboración Propia



(a) Cada 2 horas



(b) Cada 4 horas



(c) Cada 8 horas

Fig. 3.7 Retorno de Condensado durante la tercera semana en diferentes intervalos de tiempo.  
Fuente: Elaboración Propia

### 3.6 Análisis de Entalpía en el proceso

Una vez que se conoce el proceso de generación de vapor y las funciones que desempeñan cada uno de los componentes, es necesario hacer hincapié en la energía de cada una de las etapas. En la Tabla 3.6 se muestra cada uno de los puntos de entrada y salida de dichos componentes y la entalpía específica asociada a cada unidad de masa del sistema. Esta información fungirá como insumo básico para desarrollar una comparación energética.

A partir de la información mostrada en la Tabla 3.6 se desprenden varias conclusiones de importancia:

- Cuando un líquido varía su presión (pero no su temperatura), la entalpía sufre una variación ínfima. Esto se observa en las pérdidas de presión del suavizador. Esto a su vez implica que si se quiere aprovechar la energía solar se le debe subir la temperatura al líquido.
- La diferencia entre la entalpía del agua de entrada al suavizador y el agua que ingresa a la caldera es de  $288,8 \text{ kJ/kg}$ , mientras que la entalpía de vaporización dentro de la caldera es  $2366,83 \text{ kJ/kg}$ . Es decir, la mayor proporción de energía se utiliza en el cambio de fase y no se utiliza en el calentamiento del fluido.
- El agua de recuperación representa un 38% del total de vapor, mientras que el condensado conforma el 62% restante. Esto significa que se tiene mayor potencial de aprovechamiento por flujo para calentar el agua de ingreso total de la caldera, y no solamente el agua de recuperación.

Tabla 3.6 Variables Físicas para el cálculo de energía.

Fuente: Elaboración Propia

Punto	Especí- fico	E/S	Punto	Presión absoluta (Bar)	Temperatura (°C)	Flujo promedio (m <sup>3</sup> /hr)	Entalpía Específica (kJ/kg)
Suavizador		Entrada	1	3,50	26,0	1,04	109,33
		Salida	2	2,59	26,0	1,04	109,25
T. Condensado		Entrada	3	0,90	96,7	1,69	405,20
		Salida	4	0,90	96,7	1,69	405,20
Desaereador		Entrada	5	1,35	72,6	2,73	304,47
		Salida	6	1,44	95,0	2,73	398,13
Caldera		Entrada	7	7,46	95,0	2,73	398,59
		Salida	8	7,46	167,5	2,73	2765,42

Una descripción más detallada del origen de todos los datos aquí mostrados se puede encontrar en el Anexo A.

Los estados indicados en la Tabla 3.6 se pueden visualizar de manera más idónea en las Figuras 3.9 y 3.10. Existen varios puntos importantes que recalcar:

- En la primera gráfica se representan los estados de Presión- Entalpía, mientras que en la segunda se observa un diagrama de Temperatura -Entalpía. Todas las propiedades aquí indicadas son absolutas.
- La percepción gráfica más evidente que se obtiene de ambas figuras es la abismal diferencia entre la entalpía del punto 8 y la del punto 7. Este proceso representa la energía térmica que aporta la caldera a presión constante.
- El flujo másico de cada uno de los procesos es distinto, de acuerdo a lo indicado en la Tabla 3.6. El punto 1 y 2 representa únicamente lo que pasa el suavizador y su respectiva caída de presión. Los puntos 3 y 4 se refieren al flujo de masa del condensado y están representados en el mismo sitio, pues el Tanque de condensado únicamente funciona como acumulador. Ambos flujos se unen en el punto 5 (Entrada del deaerador) que realiza un calentamiento del líquido hasta el punto 6. La flecha azul representa el flujo de agua de recuperación, mientras que la naranja representa el condensado. Las bombas de la caldera elevan la presión del punto 6 al punto 7 logrando la presión de la caldera y la energía de la combustión provee la energía suficiente para la evaporación del líquido hasta el punto 8.
- Se ha colocado en las imágenes un proceso 9-10 para simbolizar el cierre del ciclo y el retorno de condensado hacia la instalación de vapor. Esto no se muestra en la Tabla 3.6 pues no forma parte de la generación de vapor, sino más bien del uso que se le da al vapor. Cuando el vapor saturado es generado en la caldera (estado 8) este va hacia el proceso de producción. En este punto se la baja la presión mediante un regulador de vapor por medio de un proceso isentálpico (mantiene constante su energía) y se vuelve un vapor sobrecalentado (ver estado 9). Este vapor sobrecalentado a 30 psig se envía a intercambiadores de calor o serpentines donde cede su energía hacia el proceso, manteniendo esa presión y va transformandose en líquido. El vapor es evacuado de los intercambiadores cuando se ha condensado y ha perdido temperatura por medio de una trampa de vapor. Este es el estado 10. Una vez que sale de la trampa de vapor, viaja por la tubería de condensado perdiendo presión hasta el estado 3, en donde se almacena en el tanque de condensado. Nótese que la caída en la entalpía del estado 10 al 3 no es tan significativa, sino que solamente se da una caída de presión, pues el tanque de condensado está a presión atmosférica.



- Existe una porción de vapor que no logra cerrar el ciclo hasta el estado 3 de nuevo. Esto debido a que se puede perder como purga en la caldera, como fugas de vapor, como condensado que no se recupera, entre otras cosas.
- El flujo másico del proceso 1 y 2 representa el 38% de lo que se tiene en el proceso 5 y 6. El flujo másico del estado 3 y 4 representa el 62% de lo que se tiene en el proceso de 5 a 6.
- Para una mejor visualización, la Figura 3.9 muestra en su recuadro superior izquierdo una imagen con la curva de saturación completa del vapor de agua. Como se puede observar, la caldera en cuestión opera a una presión muy baja en contraste con la presión supercrítica.
- La Figura 3.8 ilustra una distribución de la cantidad de energía que se utiliza en diferentes etapas del proceso. Si tomamos como base de entrada la temperatura del agua de recuperación y como base de salida el vapor saturado, una parte de la energía térmica se recupera del condensado, otra parte de la energía se añade en el tanque deaerador/dagasificador, mientras que la mayor parte proviene de la caldera.

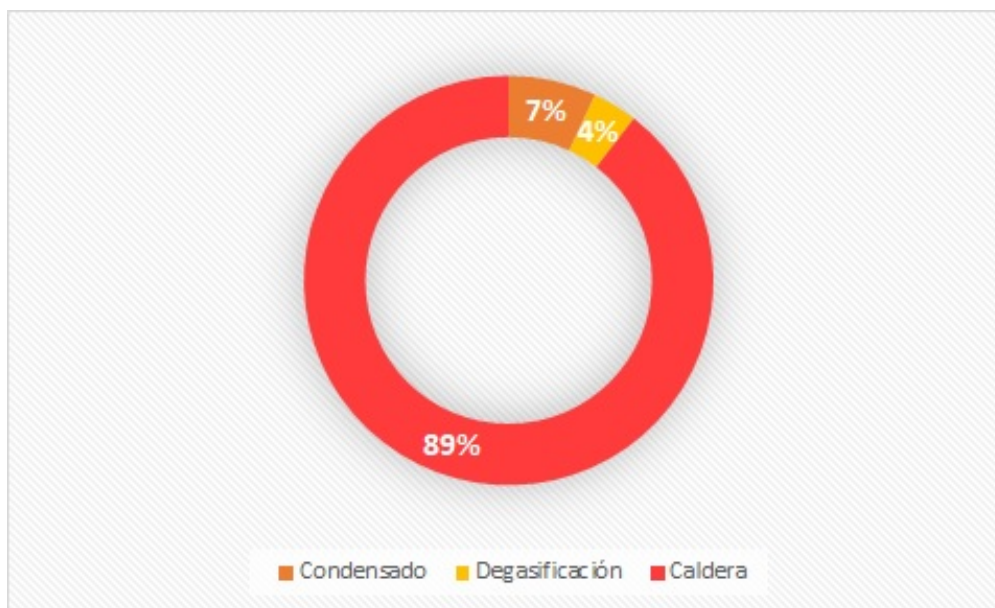


Fig. 3.8 Aporte porcentual de energía por proceso.

Fuente: Elaboración Propia utilizando Microsoft Excel

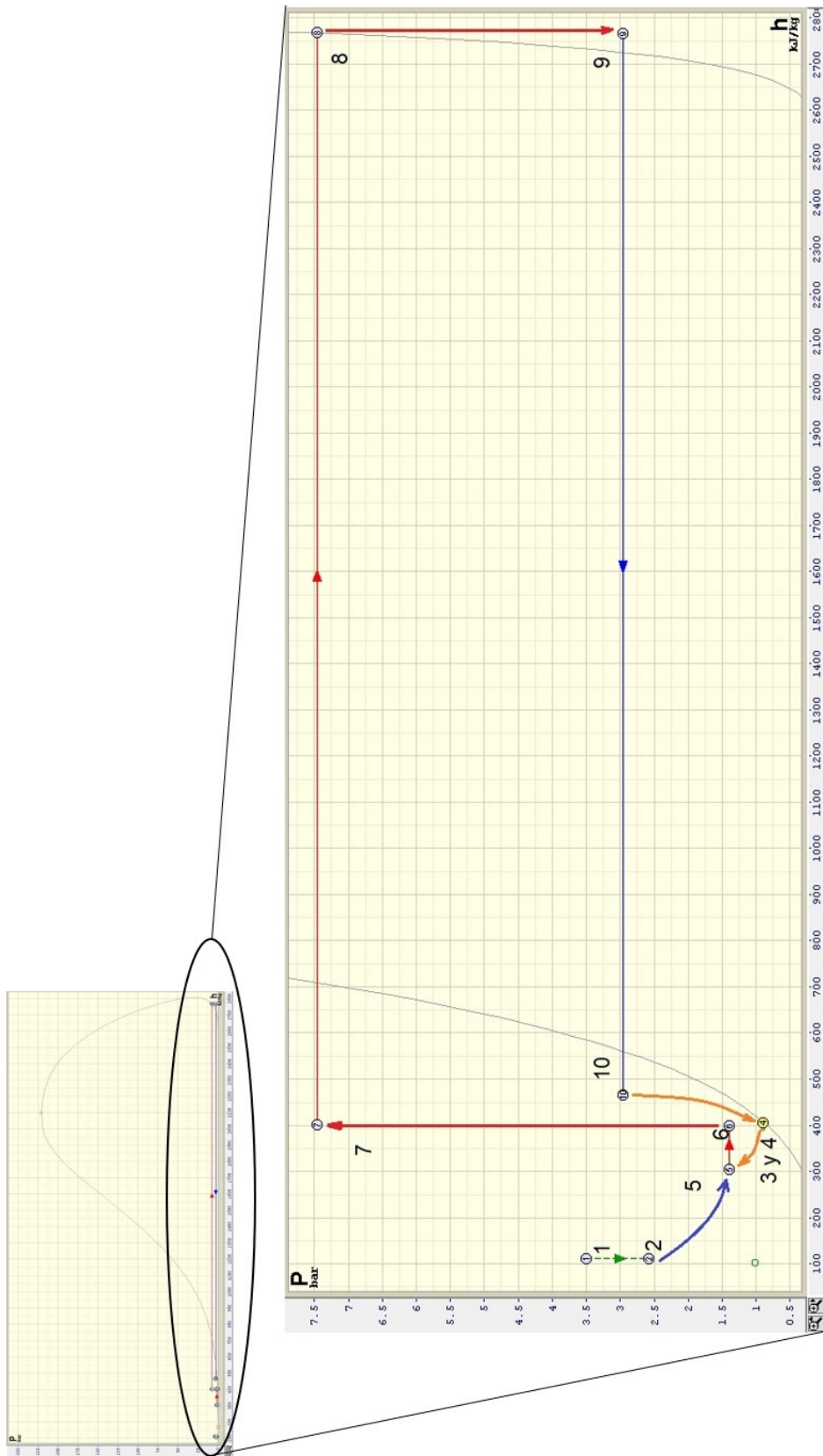


Fig. 3.9 Gráfica de los estados termodinámicos de la Tabla. 3.6  
Fuente: Elaboración Propia utilizando TermoGraf

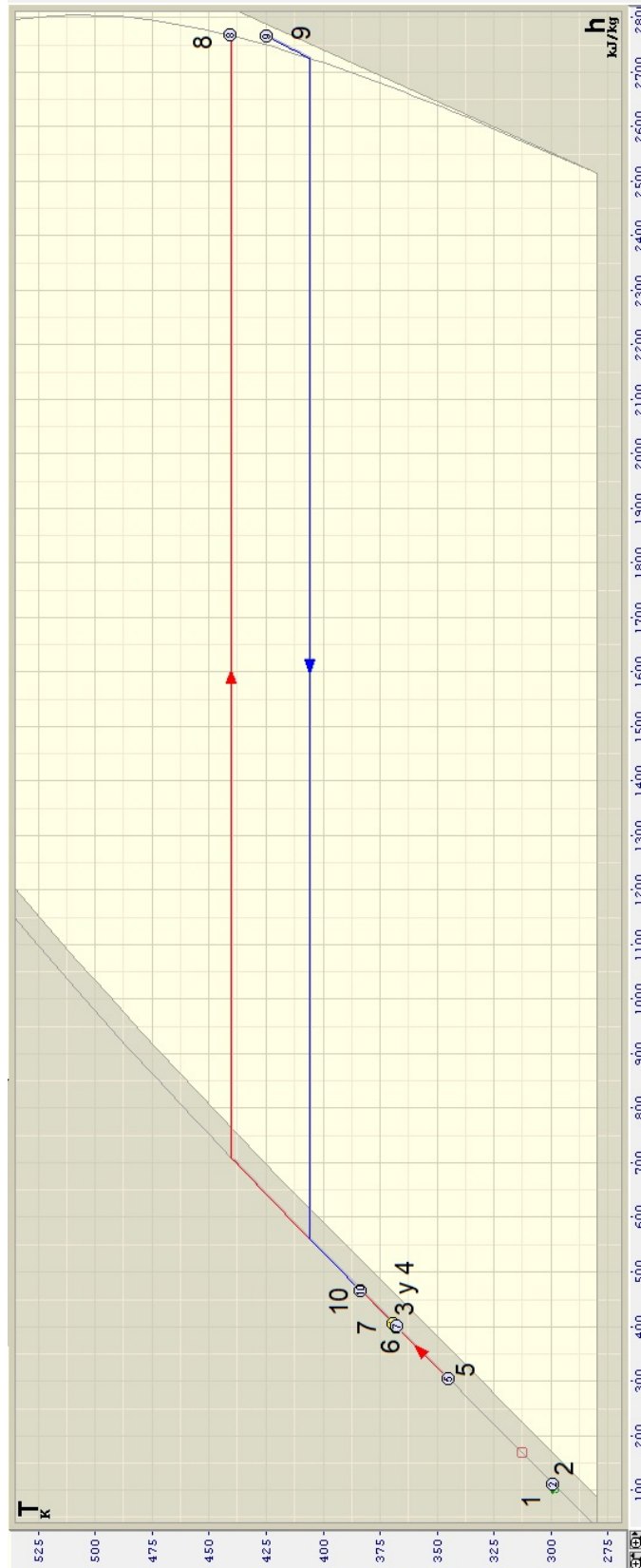


Fig. 3.10 Gráfica Th de los estados termodinámicos de la Tabla. 3.6  
Fuente: Elaboración Propia utilizando TermoGraf

# Capítulo 4

## Aporte Energético Solar al Sistema de Vapor: Comparación de tecnologías

En este capítulo se presenta una comparación energética del aprovechamiento solar de las dos tecnologías de colectores solares contempladas. Para realizar dicha comparación se tomará como base la información del capítulo 3 referente al retorno de condensado, temperaturas, presiones y flujos.

Como se mencionó anteriormente, se evaluarán dos tecnologías de colectores solares: Colectores de tubos al vacío (o tubos evacuados) y Tubos al vacío con concentradores solares. No se tomará en cuenta colectores de placa plana, pues las temperaturas que alcanza el fluido no son funcionales para el sistema. Tampoco se tomarán en consideración concentradores solares de grandes dimensiones (como los discos parabólicos) o los helioestatos, pues se requiere una gran cantidad de espacio físico, el cual no se tiene disponible en la empresa. Para realizar dicho proyecto, solamente se está considerando un área de la cubierta de techo cercana al área de calderas.

A continuación se presentan una serie de secciones, en las que se va presentando de manera sucesiva la información relevante para esta comparación energética.

### 4.1 Información de Irradiación Solar

Un factor clave a evaluar en la comparación energética será la irradiación solar. Esto nos permitirá cuantificar qué cantidad de energía total se tiene disponible para su aprovechamiento. La ubicación y características geográficas del sitio del proyecto se describe a continuación. Las mismas fueron obtenidas del software PVPlanner de la empresa Solargis.

- Latitud:  $10^{\circ} 0' 18.44''$  Norte
- Longitud:  $84^{\circ} 10' 12.15''$  Oeste
- Altura: 993 msnm

- Pendiente del piso:  $7^{\circ}$
- Temperatura Ambiente Anual a 2 m:  $19,5^{\circ}\text{C}$

Una vista de la empresa se puede observar en la Figura 3.1 del capítulo anterior.

En la Figura 4.1 se puede observar con mayor detalle la ubicación geográfica y una imagen satelital del sitio. Como se detalla, el mismo se encuentra en una zona urbana en donde hay gran cantidad de industrias.



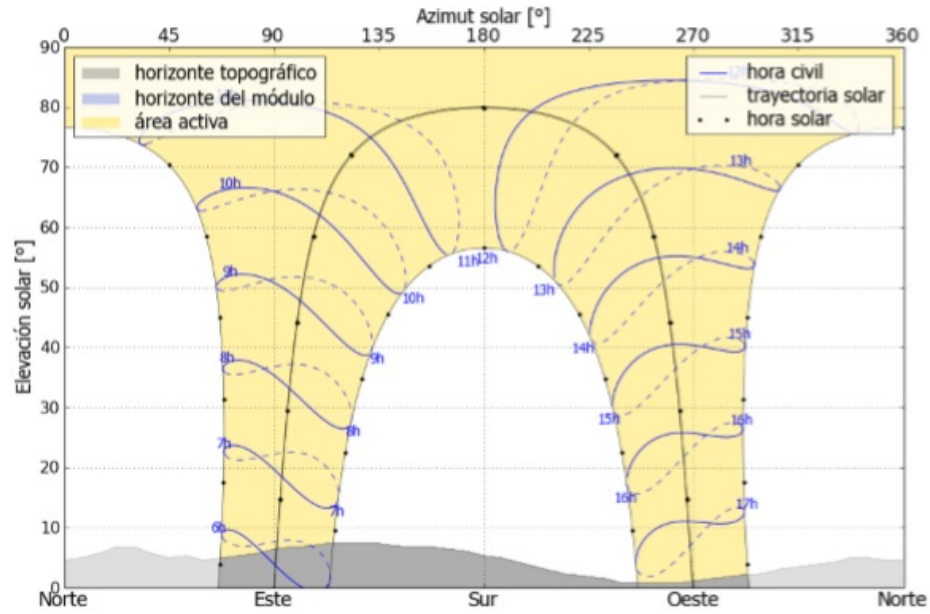
Fig. 4.1 Localización Geográfica.

Fuente: Obtenida del software PvPlanner

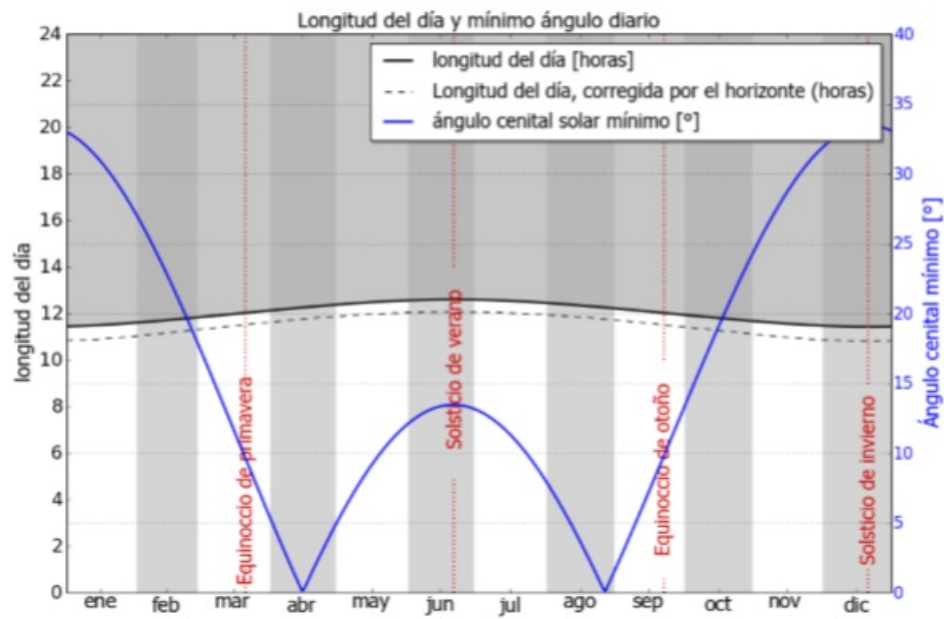
En la Figura 4.2 se observa información del sitio geográfico relativa al horizonte solar y a la duración del día. Debido a que Costa Rica es un país tropical, las horas del día son muy constantes durante el año, mientras que el área activa solar se ve como un área sombreada en amarillo de escasa amplitud alrededor de la trayectoria solar. Si tuviese una mayor latitud esta área activa sería más amplia teniendo variación significativa en la duración de los días. En la Figura 4.2a se puede observar la trayectoria solar anual, el horizonte topográficos (en gris) y las variaciones horarias. En la Figura 4.2b se puede observar la longitud del día y el recorrido del ángulo cenital a lo largo del año. Este ángulo se maximiza en diciembre, llegando a ser casi de  $35^{\circ}$ .

Debido a que el país se encuentra dentro de una zona tropical cercana al Ecuador, recibe una radiación similar durante todo el año.

Para la evaluación del potencial solar en el sitio elegido se tomaron dos conjuntos de información independiente, con el fin de poder contrastar una junto a la otra y tener mayor certeza en la información cuando se estima potencial de energía aprovechable. En primer lugar, se estima la irradiación solar mediante plataformas digitales que se fundamentan en bases de datos en línea. Estos datos provienen de mediciones satelitales y en menor grado de información en sitio.



(a) Trayectoria solar anual



(b) Longitud del día

Fig. 4.2 Horizonte Topográfico y Longitud del día.

Fuente: Obtenida del software PvPlanner

Por otra parte, se presenta información de una estación meteorológica que se halla en el sitio, y que está a escasos kilómetros del sitio en cuestión. Esta información se considera relevante porque corresponde a una medición efectuada en sitio, que no se basa en imágenes satelitales.

#### 4.1.1 Información de Irradiación Solar mediante bases de datos

Esta sección presenta la información de bases de datos en línea. En primer lugar, se consultó la plataforma de SolarGis y su software PvPlanner, y también se tomó en cuenta el software de energías renovables RETScreen.

##### Información Solar PvPlanner

El software PVPlanner es una herramienta que permite hacer evaluaciones en puntos específicos con una amplia base de datos global. “Este programa obtiene su información de la base de datos de SolarGis, una organización que opera desde el 2010 desarrollando y operando una plataforma de acceso rápido para información histórica reciente y predictiva de casi cualquier lugar del planeta” (SolarGis, 2018). Adicional a la radiación solar, este software también brinda datos de temperatura, radiación difusa y otras variables que se presentan en esta descripción del potencial solar.

En la Tabla 4.1 se puede observar la información mensual y diaria de irradiación, así como información de la temperatura, en donde:

$G_{hm}$ : Irradiación global mensual horizontal [ $\text{kWh/m}^2$ ].

$G_{hd}$ : Irradiación global diaria horizontal [ $\text{kWh/m}^2$ ].

$D_{hd}$ : Irradiación difusa diaria horizontal [ $\text{kWh/m}^2$ ].

$T_{24}$ : Temperatura ambiente diaria (diurna) [ $^{\circ}\text{C}$ ].

Es relevante acotar varios comentarios a esta tabla.

- Obsérvese que los meses en los que se tiene una mayor radiación son los meses de marzo y abril. En estos meses se tiene total plenitud de la estación seca en Costa Rica, y son cercanos al primer equinoccio del año, con el sol pasando sobre la latitud de Costa Rica en su recorrido hacia el norte).
- Los meses con la menor radiación solar son octubre y noviembre. Durante estos meses ya ha sucedido el segundo equinoccio del año y el sol ya ha pasado sobre el ecuador buscando el hemisferio sur. Por esta razón se recibe menor radiación. Adicional a esto, resulta significativo que son los meses con mayor cantidad de lluvia en el país.

Tabla 4.1 Datos de irradiación global horizontal y temperatura.

Fuente: Obtenida del software PvPlanner

Mes	$G_{hm}$	$G_{hd}$	$D_{hd}$	$T_{24}$
Ene	184	5,94	1,63	18,6
Feb	183	6,55	1,66	19,1
Mar	215	6,95	1,86	19,9
Abr	188	6,27	2,17	20,5
May	170	5,49	2,39	20,2
Jun	157	5,22	2,46	20,0
Jul	159	5,13	2,54	19,5
Ago	161	5,19	2,50	19,7
Set	154	5,13	2,30	19,7
Oct	146	4,72	2,24	19,5
Nov	137	4,55	2,01	18,9
Dic	158	5,09	1,79	18,5
Año	2012	5,51	2,13	19,5

- El dato de irradiación global horizontal es la cantidad de energía que se puede obtener de la radiación solar en un plano totalmente horizontal ubicado en el plano terrestre. Lo anterior significa que un mes soleado como diciembre tendrá menor irradiación por el hecho de que los rayos solares llegan con una inclinación desde el sur. Ver Figura 4.2a.
- Nótese que el tema de la irradiación difusa tiene un comportamiento distinto al de la irradiación global. Esto se debe a que depende en gran medida de la nubosidad y precipitación que se da durante esos meses.
- En la Figura 4.3a se puede observar un gráfico de los datos de la Tabla 4.1.

En la Tabla 4.2 se puede observar la información mensual y diaria de irradiación en un plano inclinado, así como un coeficiente de pérdidas de irradiación por sombreado topográfico, en donde:

$G_{im}$ : Irradiación global mensual en plano inclinado [kWh/m<sup>2</sup>].

$G_{id}$ : Irradiación global diaria en plano inclinado [kWh/m<sup>2</sup>].

$D_{id}$ : Irradiación difusa diaria en plano inclinado [kWh/m<sup>2</sup>].

$R_{id}$ : Irradiación reflejada diaria en plano inclinado [kWh/m<sup>2</sup>].

$S_{hloss}$ : Pérdidas de Irradiación golbal por sombreado topográfico (%).

Con respecto a esta tabla, el gráfico de estos datos se puede observar en la Figura 4.3b para una mejor visualización. Se tienen varios comentarios que destacar con respecto a esta información:



Tabla 4.2 Datos de irradiación en plano inclinado

Fuente: Obtenida del software PvPlanner

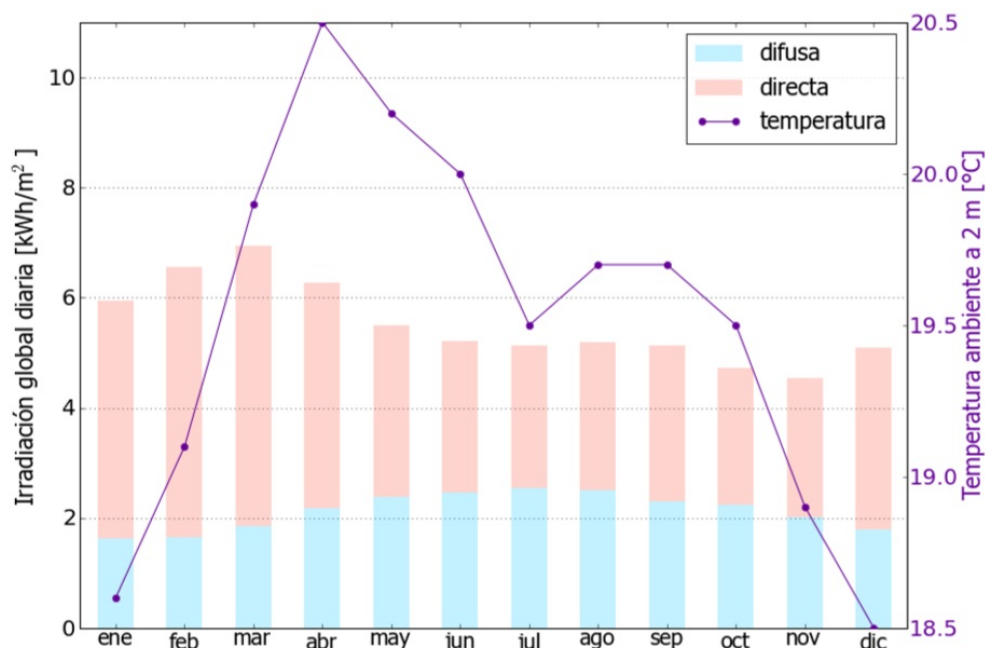
Mes	$G_{im}$	$G_{id}$	$D_{id}$	$R_{id}$	$S_{hloss}$
Ene	246	7,95	1,87	0,08	1,8
Feb	245	8,73	1,92	0,08	1,8
Mar	283	9,13	2,14	0,09	1,4
Abr	239	7,94	2,37	0,07	0,9
May	206	6,63	2,50	0,06	1,4
Jun	188	6,26	2,54	0,06	1,6
Jul	191	6,16	2,62	0,06	1,6
Ago	195	6,29	2,60	0,06	1,9
Set	190	6,33	2,41	0,06	2,3
Oct	180	5,82	2,33	0,06	2,4
Nov	173	5,77	2,10	0,06	1,6
Dic	203	6,56	1,94	0,07	2,6
Año	2539	6,95	2,28	0,07	1,7

- Los meses en donde se tiene una mayor radiación son los meses de enero y marzo. Estos meses también suceden durante la época de menor precipitación del país. Es importante acotar que el mes de febrero tiene mucho mayor radiación diaria que diciembre, pero es un mes de pocos días, razón por la que enero tiene mayor radiación mensual.
- Los meses con la menor radiación solar siguen siendo octubre y noviembre.
- El dato de irradiación global en un plano inclinado se refiere la cantidad de energía que se puede obtener de la radiación solar en un plano inclinado que sigue el sol en su trayectoria de este a oeste y que está orientado con una inclinación de  $0^\circ$ .
- Debido al seguimiento de la posición del sol en un eje, se tiene un incremento en la radiación percibida de un 26,2 % con respecto al dato inicial. Esto debido a que se pasa de 2012 kWh/m<sup>2</sup> a 2539 kWh/m<sup>2</sup>.

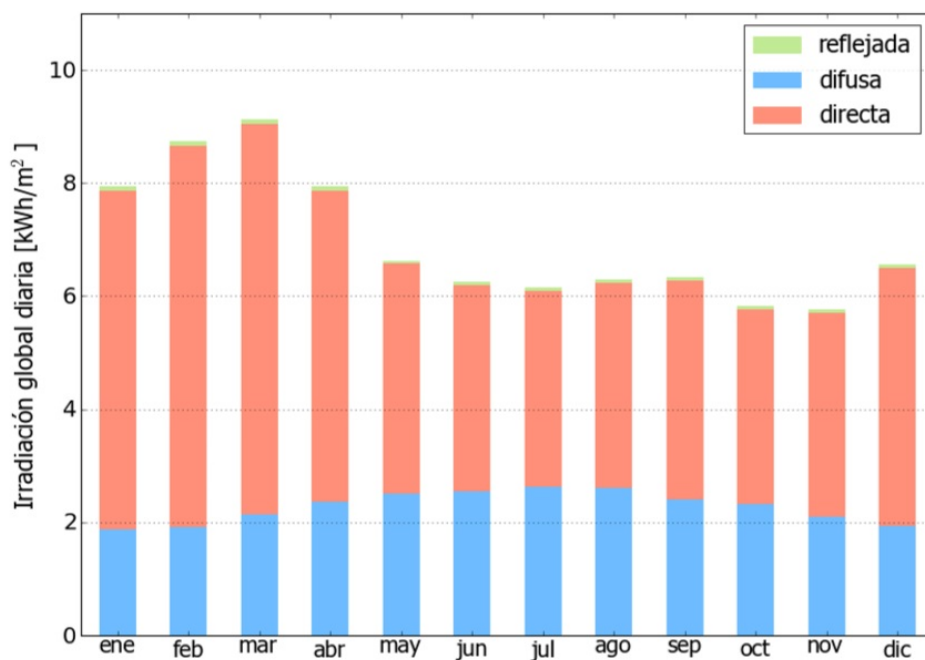
Los datos ofrecidos por PvPlanner son promedios diarios o mensuales de radiación global horizontal e inclinada. Este recurso no nos permite evidenciar cuál es la radiación en cada una de las diferentes horas del día. En la siguiente sección se podrá discutir esta variación.

### Información Solar RETScreen

El software RETScreen es una herramienta canadiense desarrollada para efectuar análisis de energías renovables. Contiene una base de datos climatológicos que provee información en puntos específicos del mundo. Uno de los puntos en donde provee dicha información es en



(a) Irradiación global horizontal y temperatura



(b) Irradiación global plano inclinado

Fig. 4.3 Gráficos de Irradiación global diaria.

Fuente: Obtenida del software PvPlanner

el aeropuerto Juan Santamaría. En la Tabla 4.3 se pueden observar los datos climatológicos ofrecidos por RETScreen para la ubicación del aeropuerto Juan Santamaría.

Tabla 4.3 Datos climatológicos del software RETScreen.

Fuente: Obtenida del software RETScreen

Mes	Temperatura Mensual del Aire [°C]	Humedad Relativa [%]	Precipitación [mm]	Radiación Solar Diaria Horizontal [kWh/m <sup>2</sup> /d]	Velocidad del Viento [m/s]	Radiación Solar Mensual Horizontal [kWh/m <sup>2</sup> ]
Enero	21,8	66,8	72,2	5,11	8,1	158,4
Febrero	22,2	62,7	46,9	5,72	7,7	160,2
Marzo	22,8	65,0	65,1	6,17	7,0	191,3
Abril	23,0	67,6	121,3	5,81	6,3	174,3
Mayo	22,2	79,7	393,0	5,25	4,2	162,8
Junio	21,7	83,9	349,8	4,58	3,8	137,4
Julio	22,0	80,0	358,1	4,89	4,7	151,6
Agosto	21,8	82,0	363,1	5,00	4,2	155,0
Septiembre	21,3	87,0	374,9	4,58	3,5	137,4
Octubre	21,2	86,0	403,6	4,53	3,5	140,4
Noviembre	21,6	80,6	301,0	4,50	4,5	135,0
Diciembre	21,7	72,3	155,2	4,85	6,8	150,4
Global	21,9	76,1	3004,2	5,08	5,3	1854,2

Los datos mostrados en la Tabla 4.3 tienden a ser inferiores que los datos mostrados en la información del software PvPlanner. No obstante, la diferencia entre los conjuntos de datos puede deberse a los periodos de medición (años incluidos) y a la diferencia de tecnologías empleadas. En la siguiente sección se calcula un porcentaje de error de dichos datos. Al igual que con la información del otro software, no se tiene información horaria de radiación, sino que solo se brindan los promedios diarios y mensuales. Nótese que los meses que tienen abundante precipitación, tienen una radiación solar mensual inferior en la Tabla.

#### 4.1.2 Información de Irradiación Solar de estación meteorológica

En esta sección se presenta información de irradiación solar obtenida de una estación meteorológica ubicada en el aeropuerto internacional Juan Santamaría. Este emplazamiento se encuentra localizado a escasos 4 km de la ubicación del proyecto en la planta de producción de refrescos, por lo que se considera una buena fuente de información para usar como referencia. Esta información fue facilitada por el Instituto Meteorológico Nacional (IMN) con la ayuda del Departamento de Información y Comercialización.

La información mostrada en las siguientes tablas corresponde a la radiación solar global en un plano horizontal de los años 2016 y 2017. La información se recibió por datos horarios en  $\text{MJ}/\text{m}^2$  empezando desde el 01/01/2016 a la 1:00 y terminando el 31/12/2017 a las 24:00. En la Tabla 4.4 se puede observar la información promedio de esos dos años.

Tabla 4.4 Datos de radiación brindados por el IMN.

Fuente: Obtenida a partir de la información del IMN

Mes	Radiación Global Horizontal [ $\text{kWh}/\text{m}^2$ ]	
	Promedio Diario	Promedio Mensual
Enero	6,21	192,5
Febrero	6,83	194,7
Marzo	6,93	215,0
Abril	6,54	196,1
Mayo	4,72	146,3
Junio	4,65	139,4
Julio	4,51	139,9
Agosto	5,04	156,3
Septiembre	5,07	152,1
Octubre	4,53	140,4
Noviembre	4,34	130,2
Diciembre	5,10	158,0
Año	5,36	1960,8

Al igual que en la Tabla 4.1 y la Tabla 4.3, la última fila presenta el promedio diario de radiación global horizontal ( $5,36 \text{ kWh}/\text{m}^2$ ) y el total de energía anual ( $1960,8 \text{ kWh}/\text{m}^2$ ). Si comparamos el dato anual de radiación global con el de las otras tablas, se puede sacar un porcentaje de error, tomando la referencia del IMN como el valor verdadero. Se toman los valores de la Tabla 4.4 como más reales debido a que parten de una medición de una estación meteorológica y no son datos que se han tomado mediante un algoritmo desde un satélite. Para el valor anual de radiación anual del PvPlanner se tiene un porcentaje de error del 2,61% ( $2012 \text{ kWh}/\text{m}^2$ ), mientras que para RETScreen se tiene un porcentaje de error de -5,43% ( $1854 \text{ kWh}/\text{m}^2$ ). La primera referencia está por encima, mientras que la segunda está por debajo del valor tomado como verdadero. A pesar de que la diferencia entre los conjuntos de datos son de un dígito porcentual, si analizamos la discrepancia entre los meses, tenemos valores más altos. En la Figura 4.4 se pueden observar los porcentajes de error para los datos del PvPlanner y RETScreen con respecto al dato del IMN.

Además de lo comentado, los datos del IMN permiten obtener gráficos horarios promedios para observar la distribución de la radiación solar en las diferentes horas. En la Figura 4.5 se presenta la curva de radiación diaria mediante los datos promedios horarios. En este gráfico la radiación se presenta en  $\text{W}/\text{m}^2$ .

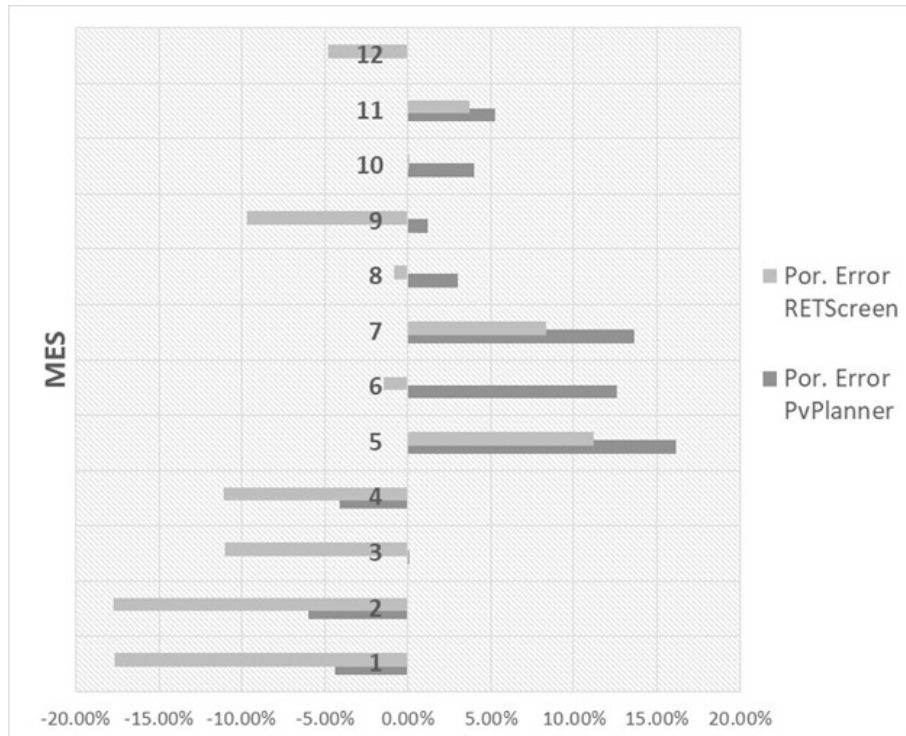


Fig. 4.4 Porcentajes de error entre conjuntos de datos.

Fuente: Elaboración Propia.

Es importante acotar que esta información corresponde a la radiación solar en un plano horizontal. Si el instrumento de medición tiene un sistema seguidor, la curva de la gráfica sería diferente. En tal caso, se tendría un ascenso más pronunciado para las horas tempranas en la mañana y la radiación solar se mantendría en niveles superiores, una vez que se haya superado el mediodía.

En el Anexo B se presentan dos Tablas con la radiación solar de cada año, en caso de que deseen ser consultadas. Como se verá, la diferencia entre la radiación total de ambos años no supera un 1% de diferencia. Además se presenta una tabla resumen de la curva promedio de radiación horaria.

## 4.2 Comparación entre Colectores

En esta sección se presenta una comparación entre las dos tecnologías de colectores solares que se han elegido para el análisis. En primer lugar se evalúan los colectores de tubos al vacío (o tubos evacuados) y por otra parte se analizan los concentradores solares de gargante parabólica. Este balance entre tecnologías se efectúa desde dos aristas: la evaluación de características

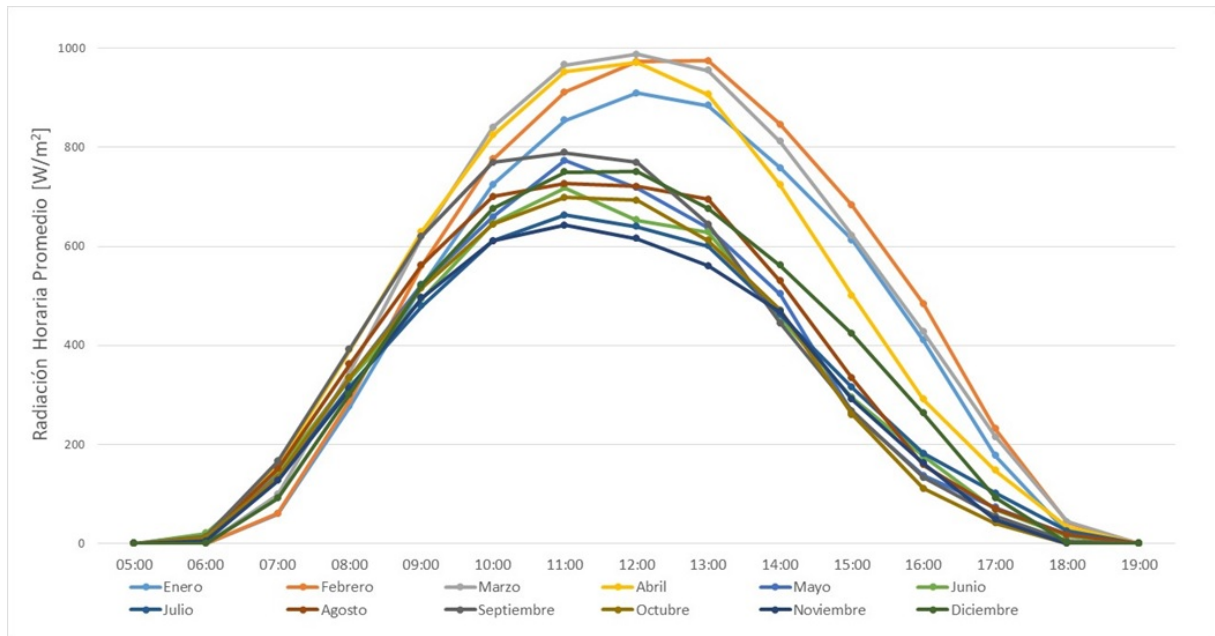


Fig. 4.5 Radiación horaria promedio.

Fuente: Obtenida a partir de la información del IMN.

físicas y especificaciones de los colectores y un contraste del aprovechamiento máximo energético que se podría obtener en función de la información presentada en el capítulo 3.

#### 4.2.1 Evaluación de características físicas de los colectores

En esta comparación se toman aspectos que afecten directamente el aprovechamiento de la energía solar como la eficiencia, la temperatura máxima, las pérdidas de calor y la potencia térmica. No obstante, también se involucran variables que limiten por algún motivo el accionar de los colectores dentro de las condiciones del proceso particular (dimensiones del colector, peso, o presión máxima operativa).

Para la evaluación de los colectores de tubos al vacío se tomaron tres modelos de colectores solares proveídos por proveedores nacionales y uno que se encontró en un catálogo en línea. En la Tabla 4.5 se pueden observar una comparación entre la información de los cuatro modelos.

La información mostrada en esta tabla se desprende de una recopilación de fichas técnicas de los proveedores y de alguna información adicional enviada por medios digitales. La eficiencia térmica de los primeros dos colectores se calculó por medio de la absorptividad, la emisividad del tubo y del coeficiente de pérdidas de calor del colector reportado en la ficha técnica del colector. Es importante aclarar que esta eficiencia fue calculada tomando como referencia una temperatura de 70 °C en el agua de salida del colector. Entre mayor sea la

temperatura dentro del colector, mayores serán las pérdidas de calor de los tubos. En el Anexo C se puede observar con mayor detenimiento la estimación de la eficiencia de estos colectores.

La presión máxima que aparece en la tabla es la presión máxima operativa del equipo. La temperatura máxima que aparece en la tabla corresponde de igual forma a la temperatura máxima interior que soporta el tubo, lo cual no implica que el fluido va a alcanzar dicha temperatura dentro del colector. El área efectiva se calculó en función de la longitud y el diámetro de los tubos, así como la cantidad de tubos evacuados que contiene el colector.

De forma análoga, en la Tabla 4.6 se pueden observar las características de 3 tipos distintos de concentradores solares de garganta parabólica. No fue posible conseguir toda la información para todos los colectores solares, pues no toda la información encontrada era equivalente entre sí. En la información que se muestra se dan características de presión y temperatura así como información relacionada con el tamaño de los colectores. Nótese que, a diferencia de los colectores de tubos al vacío, el fabricante coloca la temperatura máxima de operación y la temperatura de operación.

En el Anexo D se observa una lista de los principales fabricantes y modelos de concentradores solares de garganta parabólica para la generación de electricidad.

Tabla 4.5 Cuadro comparativo entre especificaciones de colectores solares de tubos al vacío.

Fuente: Elaboración propia

Designación de Colector	Proveedor	Eficiencia Térmica (%)	Temp. Máx [°C]	Dia. [m]	Tubos	Longitud [m]	Área Absorción [m <sup>2</sup> ]	Presión Max [bar]
DX NC/NS-30	PanelSol	82,0	250	0,058		1,8	3,13	6
Lucky A300	PuraSol	83,0	250	0,058		1,8	3,13	-
DX PC/PS-30	Instalador In-dependiente	-	-	0,058		1,8	3,13	8
ESC V18	EcoTherm	64,0	272	0.047		1,5	3,00	10

Tabla 4.6 Cuadro comparativo entre especificaciones de concentradores solares parabólicos.

Fuente: Elaboración propia

Designación del colector	Proveedor	Eficiencia Térmica (%)	Temp. Oper (°C)	Temp. Máx (°C)	Dia. Recibidor (m)	Longitud (m)	Área Absorción (m <sup>2</sup> )	Presión Max (bar)
SkyThrough DSP	SkyFuel	71,0	350	565	0,080	4,51	975,00	>10
Absolicon T160	Absolicon	64,2	160	300	0,023	5,49	23,19	10
LAT 73	3M & Gossamer	-	-	-	0,070	-	87,60	-



Al observar la Tabla 4.5 y la Tabla 4.6 se pueden extraer algunas conclusiones:

- Los concentradores solares parabólicos están diseñados para soportar mayores presiones, usualmente cercanas a los 10 Bar. Esto los faculta para operar a la presión de la caldera, por lo que esa variable no debería ser limitante en la utilización de estos equipos. Por el contrario, los colectores solares de tubos evacuados indican en su ficha técnica presiones máximas de operación de 6 bar y 8 bar (Solamente el colector cuya ficha técnica se consiguió en línea tiene una presión máxima de 10 Bar). La caldera opera muy cercana a 8 bar. Por esta razón, los colectores de tubos evacuados analizados no son tan idóneos para utilizarlos a la presión de la línea de vapor.
- Los colectores solares tienen una máxima temperatura que les es posible alcanzar. En el caso de los concentradores solares, el fabricante especifica claramente cuál es la temperatura de operación. Esta temperatura es superior o muy similar a la temperatura de saturación del vapor. Esto permite pensar que los concentradores podrán generar vapor y sustituir parcialmente al proceso de la combustión (entre los puntos 6 y 8). Por otra parte, los fabricantes de los colectores de tubos al vacío no dan claridad acerca de la temperatura que se puede lograr al usarlos. Por tal razón, se acude a la literatura. Tal y como se leyó en la sección 2.2.3 la temperatura de operación de los colectores de tubos evacuados difícilmente será superior a 100 °C. A partir de esta temperatura las pérdidas de calor se incrementan y la eficiencia decae. Esto significa que la cantidad de energía que pueden brindar los colectores de tubos evacuados se podría aprovechar únicamente en el precalentamiento del agua de reposición (Entre el punto 2 y 5).
- En las tablas se puede observar que los concentradores solares tienen mayores dimensiones cuando se analiza el conjunto modular. En el caso de los colectores de tubos evacuados se tomó como referencia un módulo, de modo que los datos presentados en la Tabla 4.5 hacen referencia a un tanque superior con su correspondiente conjunto de tubos. Para que las capacidades fuesen equivalentes se tomaron colectores de 30 tubos y con volúmenes similares en el tanque. En el caso de los concentradores solares se hizo referencia a una unidad de ensamblaje de colectores o SCA (Solar Collector Assembly). Esta unidad consiste de varios módulos que comparten un mismo sistema de control, una unidad seguidora para el sol, pilotes de soportes y las uniones flexibles.
- Existe una clara diferencia en el receptor de la radiación solar, en donde los tubos evacuados parecen estandarizar todos los tubos receptores en medidas estándar. Por otra parte, en los concentradores parabólicos existen distintos diseños. No obstante, nótese que el receptor más delgado corresponde al colector de menores dimensiones.

### 4.2.2 Aprovechamiento máximo energético de ambos colectores

En esta sección se presenta una comparación energética de los colectores, en función de la máxima energía posible que el colector puede suministrar al sistema para evaluar el potencial máximo de aprovechamiento. Esta comparación no dependerá del tamaño del colector ni de la cantidad de módulos ni unidades, sino de la capacidad de los colectores para alcanzar la entalpía de los diferentes estados del sistema de vapor.

Como se discutió en la subsección anterior el colector de tubos al vacío debería ir ubicado entre el punto 2 y 5 de la Figura 3.9 pues sus características físicas no le permiten soportar la presión de vapor del sistema, ni elevar el agua a temperaturas cercanas a la de saturación. Los concentradores solares, por su parte, pueden soportar la presión del sistema y alcanzan temperaturas muy superiores a la de saturación, por lo que se sugieren colocar entre los puntos 6 y 8 del diagrama mostrado en la Figura 3.9.

En la Tabla 4.7 se muestra una comparación de ambas tecnologías con la entalpía del punto de entrada, la entalpía de salida, el flujo másico del proceso, y la energía máxima que se puede aprovechar de acuerdo a las consideraciones recién mencionadas.

Tabla 4.7 Comparación de Tecnologías de Colectores Solares por Aprovechamiento Máximo.

Fuente: Elaboración propia

Tipo de Colector	Entalpía de entrada [kJ/kg]	Flujo másico [kg/hr]	Entalpía de salida [kJ/kg]	Energía Máxima [MJ/hr]	Aporte de la Energía Total (%)
Tubos al Vacío (Evacuados)	109,25	1036,7	304,5	202,39	3,07
Concentrador Solar Parabólico	398,13	2626,8	2765,4	6218,34	94,42

Existen varios puntos que se deben rescatar de esta tabla:

1. Los concentradores solares podrían aportar el 94,4% de la energía térmica requerida al operar entre el punto 6 y 8 del diagrama. Es decir, los mismos podrían suplir la energía que se requiere para convertir el agua que sale del tanque deaerador en vapor saturado para el proceso de producción. Evidentemente, también podrían aportar la energía requerida para que el deaerador elimine el oxígeno del agua. En términos sencillos, la cantidad y calidad de la energía (temperatura requerida para el proceso), puede ser proveída por la tecnología CSP. No obstante, eso no implica que sea factible sustituir la caldera con concentradores solares, pues varias cuestiones deben ser resueltas:
  - El proceso opera durante 24 horas y el suministro de vapor tiene que mantenerse constante.

- La variabilidad de la demanda hace necesario un control fino de la presión de vapor, lo cual sería más complejo lograrlo sin el sistema de combustión de la caldera.
  - Si todo el vapor fuese proveído mediante concentración solar, se debería dimensionar un tanque acumulador de vapor de grandes dimensiones que también funcione como separador de líquido. Aunado a esto, se debería contemplar un sistema de control diferente del actual que pueda contar con suficiente capacidad para amortiguar los picos de consumo y mantener estable la presión. Evidentemente, estas consideraciones incrementan los costos del proyecto y repercutirían en la viabilidad del mismo.
2. Los colectores solares de tubos al vacío podrían aportar el 3% de la energía necesaria en el proceso de vapor, pues tienen la desventaja de que tienen un límite máximo en la temperatura que pueden alcanzar. Esto provoca que solo se pueda aprovechar su energía para calentar el agua de recuperación (que se encuentra inicialmente a temperatura ambiente). La mayor energía térmica está entre los puntos 7 y 8 de la Figura 3.9. La limitante se da porque la energía térmica de estos equipos es de una fuente de energía de baja temperatura. Este 3% es bajo el supuesto de que los colectores provean la energía para el precalentamiento tanto de día como de noche (pues el proceso es continuo), lo cual no ayuda mucho en la aplicación de esta tecnología.
  3. La información mostrada en la Tabla 4.7, tiene sentido al contrastarla con la Figura 3.8. La primera indica que el aprovechamiento máximo de los colectores de tubos al vacío sería de un 3% al calentar el agua de reposición. El proceso por el cual se logra elevar la temperatura de esta agua actualmente es el proceso de deaeración, el cual constituye el 4% del suministro de la energía total.
  4. La Tabla 4.7 es un ejercicio teórico en función de la capacidad técnica de los colectores de asumir la carga de acuerdo a los parámetros de operación expuestos en la Tabla 3.6. En la misma no se exponen temperaturas pues solamente se efectuó un cálculo de capacidad energética.

En la Tabla 4.8 se puede visualizar otra comparación entre estas dos tecnologías. Al asumir un área efectiva para recibir radiación solar de  $200 \text{ m}^2$  se puede deducir el porcentaje de energía aportada por los colectores en función del proceso de vapor. Es importante mencionar varios aspectos:

- Se asume una eficiencia promedio de 60% de los colectores solares de tubos evacuados. Debido a la variabilidad entre la literatura y las fichas técnicas del fabricante, se decide colocar un dato conservador.

- Se asume una eficiencia térmica promedio de 65% del concentrador solar parabólico de acuerdo a lo indicado por la literatura y las fichas técnicas del fabricante.
- Se utiliza la irradiación diaria mostrada en la Tabla 4.2.
- Se utilizan los datos de la Tabla 3.6 para los demás cálculos de entalpía.
- El área de recepción de radiación solar de  $200\text{ m}^2$  no equivale a esa área física, sino que es un espacio mucho mayor el que se debe tener para el colector. De acuerdo a la información de la Tabla 4.5, un colector solar de tubos al vacío como el DX NC/NS-30 tiene un área efectiva de  $3,13\text{ m}^2$ . Sin embargo, las dimensiones del equipo son de 2,60 metros de ancho y 2,05 metros de alto ( $5,33\text{ m}^2$ ). El mismo caso sucede con la tecnología de concentración solar (CSP).
- Nótese que para el caso de los tubos evacuados con un área de recepción de radiación de  $200\text{ m}^2$ , se puede proveer más energía que la que el sistema puede absorber a las temperaturas indicadas. De la Tabla 4.7 se desprende que los tubos evacuados solo pueden proveer el 3,07% de la energía total del sistema, mientras que en la Tabla 4.8 un área efectiva de  $200\text{ m}^2$  de radiación podría proveer por día un 5,70% de la energía.
- A diferencia de la tecnología de tubos al vacío, los concentradores solares podrían brindar toda la energía generada en los  $200\text{ m}^2$  hacia la caldera.

Como comentario final del capítulo, se debe decir que la imposibilidad de usar los tubos al vacío para un mayor aprovechamiento se debe al aprovechamiento de energía asociada a una baja temperatura. Por tal razón, si se desea llevar a cabo un proyecto que tenga un fuerte impacto en el ahorro de combustible se debe recurrir a una tecnología de concentración solar.

Tabla 4.8 Comparación de tecnologías por aprovechamiento en 200 m<sup>2</sup>.

Fuente: Elaboración propia

Tipo	Área de recepción (m <sup>2</sup> )	Irradiación Solar diaria (kWh/m <sup>2</sup> )	Irradiación Solar diaria (kW/m <sup>2</sup> )	Horas de sol promedio (h)	Energía Total (MJ)	Eficiencia Colector	Energía Horaria Colector (MJ)	Aporte de Energía Total horaria (%)
Tubos al Vacío	200	6,95	0,869	8	625,5	60%	375,3	5,70%
Concentrador Solar Parabólico	200	6,95	0,869	8	625,5	70%	437,9	6,65%

# Capítulo 5

## Diseño del Sistema Concentrador Solar

En este capítulo se presenta el proceso de diseño, los cálculos y las consideraciones pertinentes para seleccionar la mejor alternativa de energía solar que se puede acoplar al sistema de vapor actual. Para llevar a cabo este proceso se definen una serie de criterios iniciales que deberán ser tomados en cuenta para diseñar el proyecto, así como varias alternativas de integración. Para esta labor se tomará como base la información de los capítulos 3 y 4, así como algunas consideraciones teóricas que condicionan el alcance del proyecto.

### 5.1 Recuperación de agua de proceso industrial

Primeramente se ahondará en la posibilidad de utilizar agua de un proceso industrial para ser aprovechada en el proceso de generación de vapor. Como se mencionó en capítulos anteriores, la tasa de retorno de condensado es del 62%. Esto significa que el agua de reposición corresponde a un 38% de la masa total de vapor del sistema. En aras de reducir el impacto ambiental que tiene la generación de vapor por varias aristas, se sugiere utilizar agua recuperada de este proceso para ser utilizada como agua de reposición.

Al ser una planta de productos alimenticios, el tratamiento que se le debe dar al agua es riguroso. No es posible explicar ni detallar con meticulosidad el proceso del agua, pues esto forma parte de datos de proceso confidenciales. Solamente se mencionará que en un determinado proceso de producción se utilizan filtros de carbón para mejorar las características físico-químicas del agua. Estos filtros de carbón, deben retrolavarse periódicamente para lograr mantener el proceso dentro de las especificaciones requeridas. El agua de retrolavado de estos filtros podría ser utilizada en lugar de desecharse hacia la planta de tratamiento, pues solamente se utiliza para enjuagar el carbón. Un diagrama que sugiere varias fuentes de utilización se observa en la Figura 5.1.

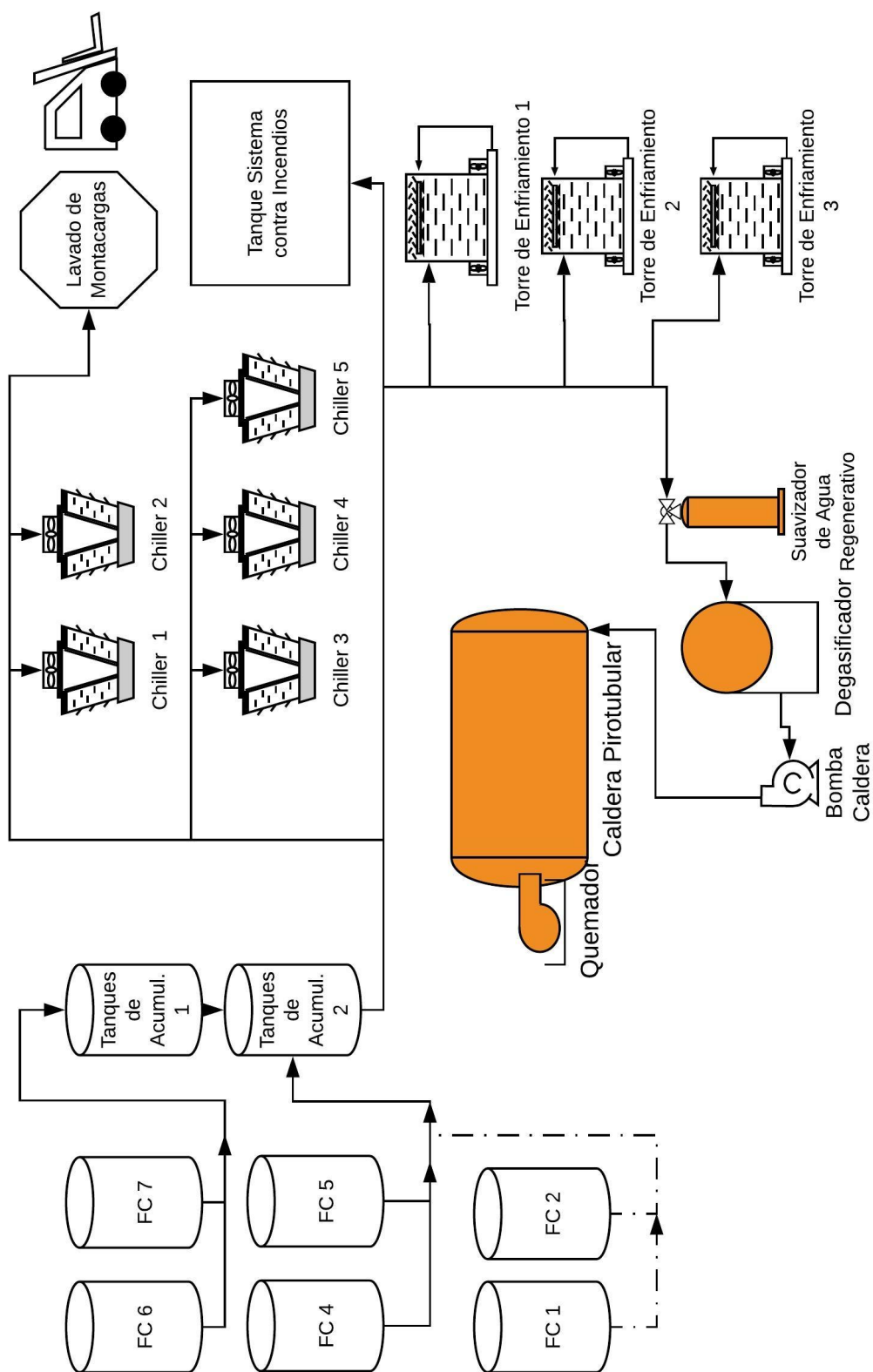


Fig. 5.1 Diagrama de recuperación de agua.

Fuente: Elaboración Propia.

Es poco probable que el agua de retrolavado de estos filtros de carbón tenga partículas sólidas, pues hay varios filtros previos. Esta agua es extraída de la fuente y se ha utilizado para lavar el carbón. La misma no se recupera hacia el proceso, pues tiene rastros de cloro alojados en el carbón y una carga microbiana un poco más elevada retenida por el carbón. Estas características no impiden su utilización en torres de enfriamiento por transferencia indirecta, sistemas de refrigeración para enfriamiento de agua (chillers), agua del sistema contra incendios o el agua de la caldera. Es importante acotar que antes de que esta agua ingrese a la caldera, se pasará por un suavizador para remover partículas de dureza, y también tendrá un proceso de gasificación. Las características biológicas del agua, no son restricción para su uso en la caldera. En resumen, esta agua cumple con las características mencionadas en la Tabla 3.2.

Debido al volumen de los filtros el caudal de agua que se utiliza para el proceso de retrolavado es cuantiosa. No se proveerán datos de flujo y volumen de agua, pues también es parte de la información restringida, pero es importante destacar que el volumen de agua que utilizan los filtros de carbono para el proceso de retrolavado es suficiente para suplir por completo, la demanda de agua de recuperación que demanda la caldera. Esto generaría un ahorro de  $100 \text{ m}^3$  -  $200 \text{ m}^3$  por semana.

## 5.2 Enfoque del sistema solar y criterios de diseño

Previo al diseño del sistema de aprovechamiento de energía solar se debe tener claridad acerca de los objetivos del diseño solar y los criterios que condicionarán este sistema.

El proyecto de aprovechamiento de energía solar no se fundamenta en el ahorro energético, sino más bien que constituye una sustitución de una fuente de energía térmica por energía solar. Con ello se pretende sustituir un porcentaje de la energía térmica global de la caldera en al menos un 5%, reduciendo de esta manera el consumo de combustible.

En el diseño del sistema integrado de concentradores solares y vapor se tomarán en cuenta los siguientes factores:

- Especificaciones técnicas de los colectores solares en función del requerimiento establecido.
- Evaluación del método de integración óptima: Abarca la explicación acerca del fluido térmico a usar para captar la energía y cómo generar vapor mediante la energía de ese fluido.
- Disponibilidad de espacio físico y consideraciones geográficas.



- Dimensionamiento óptimo del proyecto en función de la rentabilidad.
- Especificaciones técnicas de instalaciones electromecánicas y lógica de control.

### 5.3 Especificaciones técnicas de los colectores solares

En la Tabla 4.6 se pueden visualizar las especificaciones de tres diferentes colectores solares a nivel comercial. De estos tres modelos de concentradores solares, solamente se pudo establecer contacto con el proveedor/vendedor de los dos primeros. Ambos mostraron interés en el proyecto e hicieron recomendaciones pertinentes. Uno de los puntos clave que se mencionaron es que ninguno de los dos concentradores solares cuenta con un receptor en el colector que sea capaz de manejar una mezcla de líquido/vapor. En otras palabras, el proceso de evaporación no puede llevarse a cabo en el receptor del concentrador solar, pues esto representa un grave riesgo para el tubo al vacío que recibe la radiación concentrada. Esto claramente es un importante condicionamiento en el diseño del sistema.

En la Tabla 5.1 comparativa se pueden contrastar las especificaciones de ambos colectores.

Tabla 5.1 Especificaciones de concentradores solares parabólicos.

Fuente: Elaboración propia.

Nombre Colector	T160	SkyTrough
Fabricante	Absolicon	SkyFuel
Tipo de Colector	Concentrador parabólico	Concentrador parabólico
Área de Apertura (m <sup>2</sup> )	5,5	656,0
Ancho (m)	1,05	6,00
Largo (m)	5,49	115,00
Eficiencia térmica (%)	64,2	71,0
Temperatura de Operación (°C)	160	350
Diámetro del receptor (cm)	2,3	8,0
Tasa de concentración	45	75
Potencia Térmica (kW th)	3,6	480,0

Ambos fabricantes recomiendan sus equipos para ser usados para el aprovechamiento solar en procesos industriales. No obstante, la mayor diferencia recae en el tamaño de los colectores que uno u otro ofrece. Debido al tamaño muy superior del segundo colector se logra alcanzar una mayor eficiencia y una mayor temperatura de operación. Uno de los puntos claves del proyecto es que se pueda generar vapor con el uso de los concentradores solares. Teniendo claro que la temperatura de saturación del vapor mostrado en la Tabla 3.6 es de 167°C, es probable que el concentrador de Absolicon no alcance esa temperatura con fluctuaciones en la radiación. Si esto sucede, no se podría acceder a la mayor porción de la energía que se desea

aprovechar (la entalpía de vaporización). Por esa razón, se opta por empezar el diseño con el concentrador de la empresa *SkyFuel* que tiene un mayor tasa de concentración de radiación y permite mejores condiciones de aprovechamiento para mayores temperaturas.



Fig. 5.2 Concentrador solar de garganta parabólica de SkyFuel.

Fuente: Obtenido de SkyFuel (2018)

## 5.4 Alternativas de integración del sistema solar con el sistema de vapor

En el capítulo 4 se comentó ampliamente las razones de utilizar colectores solares de concentración de energía. Esto con el objetivo de alcanzar temperaturas superiores a la de saturación. Una vez que se ha contestado esta pregunta, se debe definir cómo se va a integrar el sistema solar con el sistema de vapor. De acuerdo con Schenk et al. (2015) existen cuatro posibles maneras de efectuar el aprovechamiento solar. En las siguientes 4 subsecciones, se ampliará acerca de cada alternativa de integración para explicar las ventajas y limitaciones de cada una de ellas. Por último se comentará acerca de la solución de integración solar elegida.

### 5.4.1 Generación directa de vapor

El vapor es producido directamente en los colectores solares y de forma paralela al sistema de vapor convencional. Se asume que el receptor del colector solar puede soportar sin inconvenientes la transformación del líquido en vapor. Esto se debe verificar minuciosamente con el proveedor de los colectores.

Debido a la variabilidad solar es necesario que la salida de los concentradores solares tenga un sistema para separar el líquido del vapor, en caso de que no se logre evaporar todo el líquido. Existen dos posibles soluciones a este escenario, presentadas en la Figura 5.3a y 5.3b.

En la primera imagen se puede observar que se utiliza la caldera como el medio para retornar el líquido y el vapor. No obstante, se debe tener una trampa para ingresar el vapor por arriba y el líquido por debajo con el objetivo de no crear turbulencias en el nivel. Adicional, Schenk et al. (2015) recomienda que se añada un pequeño dispositivo para compensar las variaciones en el nivel de la caldera ocasionados por el arranque de la generación de vapor. En la Figura 5.3b el nivel no es crítico pues es solo un tanque. A pesar de que el tanque representa un costo adicional en relación al primer escenario, también brinda una mayor estabilidad en la presión de vapor de la red pues provee más almacenamiento de energía. La ventaja de este sistema es que compensa muy bien las variaciones de presión, pero presenta la limitante de que se debe adquirir un concentrador solar que permita el manejo de vapor en el recibidor.

#### **5.4.2 Fluido en una fase (indirecto)**

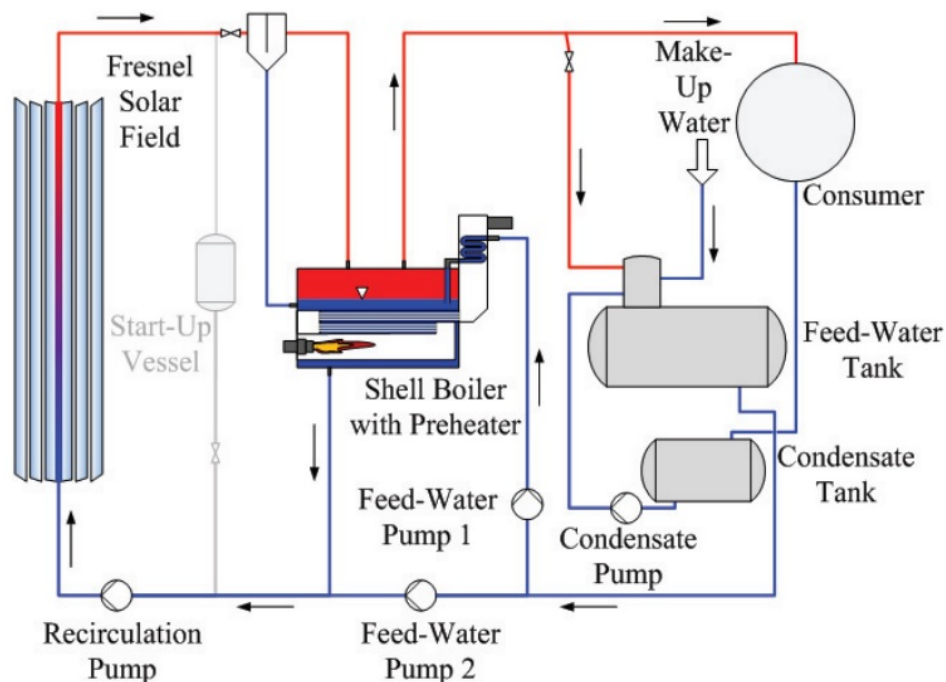
Un fluido térmico es utilizado para absorber energía térmica en el recibidor del concentrador. Este fluido será transportado hacia un intercambiador de calor cercano a la caldera para que pueda ceder el calor. Inclusive este intercambiador podría estar integrado en la caldera, como se muestra en la Figura 5.4.

Una ventaja de este sistema es que no es necesario tener un control tan riguroso de la salida del concentrador, pues el aceite térmico tiene un punto de evaporación muy alto. Además, el fluido térmico puede ser calentado a altas temperaturas, teniendo mayor densidad energética. El inconveniente de este sistema es que tiene un costo mayor.

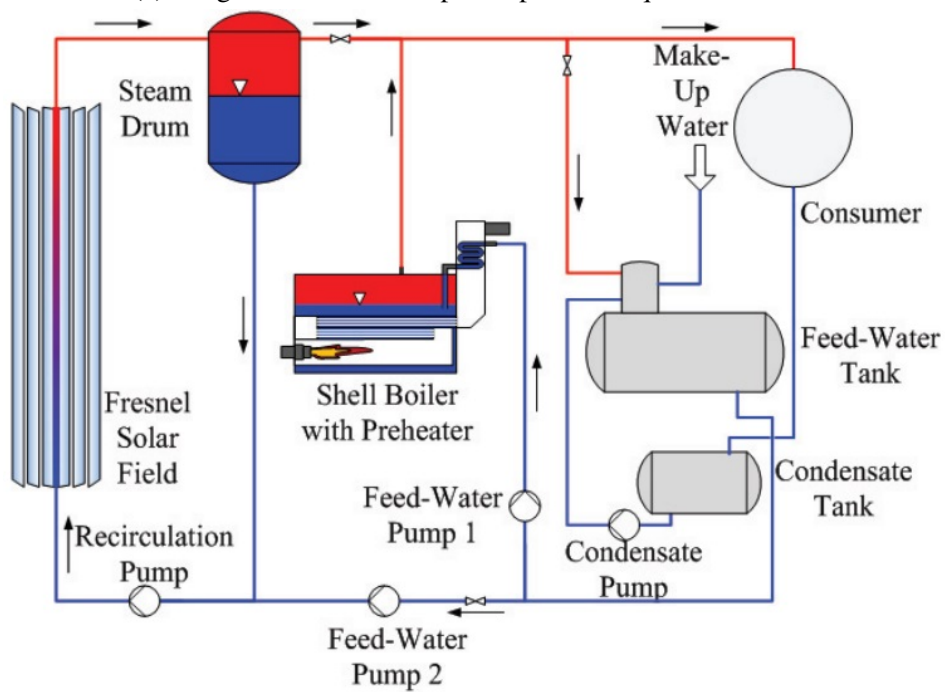
#### **5.4.3 Precalentamiento**

En este escenario los colectores solares también operan con agua líquida presurizada. La energía térmica del campo solar es transferida al agua que sale del tanque degasificador o bien al agua de reposición. En cualquiera de los dos casos, solo se opera con agua líquida dentro de los colectores solares y no sucede un proceso de evaporación. Solamente se está elevando la temperatura del agua líquido.

La mayor ventaja de este tipo de integración es que no requiere tanques auxiliares o componentes adicionales. La mayor limitación es que la cantidad de energía que se obtiene del precalentamiento es muy limitada (aproximadamente el 4%) pues el grueso de energía lo constituye la entalpía de vaporización. Por esta razón no se elige esta modalidad.



(a) Integración con un recipiente para arranque del sistema



(b) Integración con un separador de líquido

Fig. 5.3 Esquemas para la generación directa de vapor.

Fuente: Obtenida de Schenk et al. (2015)

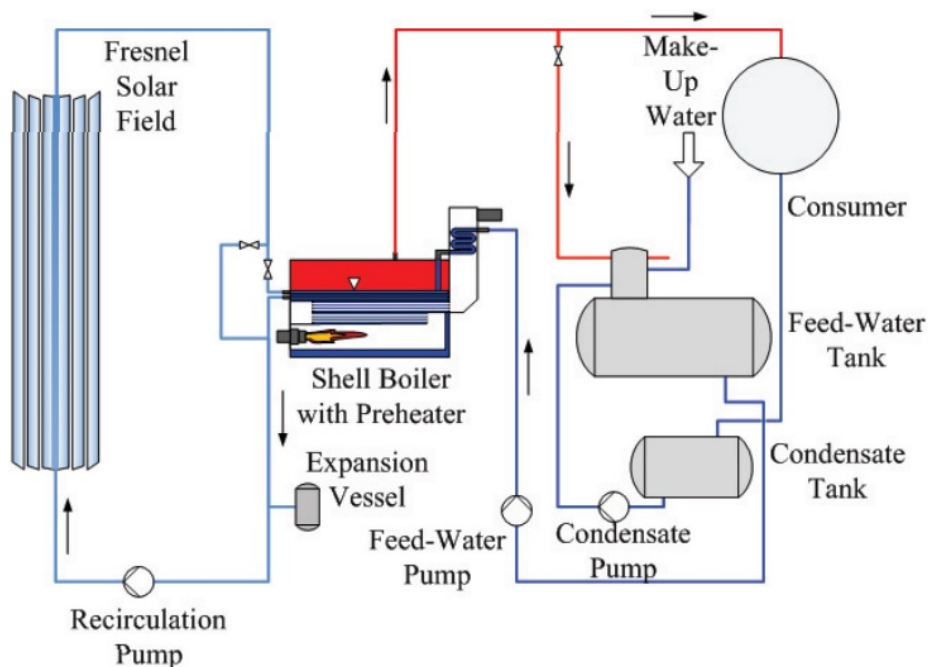


Fig. 5.4 Esquema para la generación de vapor mediante un líquido de transferencia.

Fuente: Obtenido de Schenk et al. (2015).

#### 5.4.4 Generación de vapor “Flash”

La generación de vapor “flash” se da cuando un líquido es calentado a una temperatura cercana a la de saturación, y posteriormente se le baja la presión. Al experimentar un decremento en su presión, parte del líquido se evapora mientras que otra parte se mantiene líquida. Es decir, se genera vapor húmedo cuando se le baja la presión al líquido. Este concepto de generación de vapor se aplica en plantas geotérmicas.

Una ventaja es que no se maneja vapor dentro del receptor del colector solar, pues se controlaría el flujo para que no se sobrepase la temperatura de saturación. La gran desventaja de este modelo para integrar las dos tecnologías radica en el hecho de que se requiere mover una gran cantidad de agua líquida que logre llevarse a la temperatura de saturación para lograr una suficiente generación de vapor “flash”. Para ejemplificar lo anterior se analizará un caso de estudio sencillo representado en un diagrama presión-entalpía en la Figura 5.5.

Dado que el requerimiento de vapor debe tener una presión cercano a 7,5 Bar (Véase la Tabla 3.6) se supondrá que se eleva el agua líquida a la temperatura de saturación a 21 Bar (214,8°C) dentro del receptor del colector. Una vez hecho esto se tendrá una reducción de presión por medio de una válvula reguladora de presión, pasando de 21 Bar a 7,46 Bar. El vapor húmedo solo tendría un 10% de calidad. Esto implica que se debería tener un flujo de

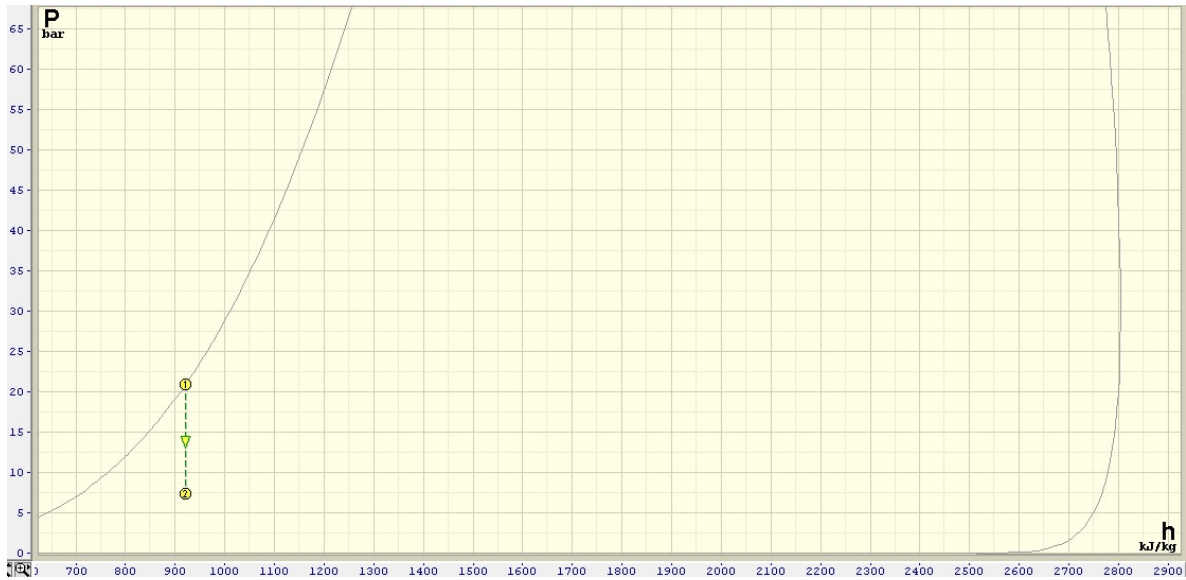


Fig. 5.5 Generación de vapor “Flash”.

Fuente: Elaboración Propia mediante el uso de TermoGraf.

10 kg de agua líquida a esa temperatura y presión para obtener un 1 kg de vapor a 7,46 Bar. Si la despresurización se hiciese desde 14 Bar a 7,5 Bar la calidad del vapor sería del 6%. Como se puede notar del ejemplo numérico anterior:

- El flujo másico de líquido sería como mínimo 10 veces mayor que el flujo de vapor. Si el concentrador solar se encuentra alejado de la caldera esto representa un mayor gasto por bombeo que debe ser considerado y que encarece los costos operativos.
- Se supone que se alcanzará una temperatura muy cercana a la de saturación. No obstante, es necesario recordar que el sistema de control no se puede ajustar tan cercano a la temperatura de saturación, pues eso implicaría el riesgo de que una pequeña porción del líquido se evapore dentro del recibidor.
- Las tuberías de trasiego de agua hacia el colector deberían soportar este rango de presiones, lo que encarecería el costo.

Por tales razones, no se considera factible la propuesta para la generación de vapor “Flash”.

#### 5.4.5 Solución de integración seleccionada

Tras revisar las alternativas expuestas anteriormente, se concluye que la mejor opción para la integración de tecnologías es hacerlo de acuerdo a lo mostrado en la Figura 5.6.

Esta alternativa ofrece varias ventajas, entre las que se pueden destacar:

- Se opera con un fluido térmico que funciona como medio de transmisión del calor. Esta decisión recae en el hecho de que ninguno de los dos fabricantes de concentradores solares consultados recomiendan la evaporación del agua dentro del colector solar. Por tal razón se deberá operar con un intercambiador de calor que funcione con un fluido térmico con un punto de ebullición elevado que elimine la posibilidad de evaporación dentro del receptor.
- Se tiene un tanque de expansión que permitirá compensar las variaciones en el volumen del líquido. Se debe hacer notar que el aceite se calentará a temperaturas superiores a 300 °C, por lo que se hace necesario tomar en cuenta las variaciones en el volumen.
- Esta alternativa no tiene injerencia alguna sobre la caldera, ni sobre su sistema de control de nivel, ni sobre su sistema de combustión. Al utilizar un tanque separado para la generación de vapor se eliminan los problemas de turbulencia superficial que se podrían presentar en la caldera al inyectar una mezcla de vapor húmedo o vapor saturado (Figura 5.3).
- Una vez que el fluido térmico ha cedido su energía al vapor de agua, se pasa por un intercambiador de calor del agua suavizada. Este intercambiador de calor tendrá el objetivo de absorber toda la energía residual posible en el fluido térmico para calentar el agua de reposición que ingresará al degasificador. Al mismo tiempo, se enfría el fluido térmico para que entre de nuevo al concentrador a menor temperatura (por consiguiente, aumentando la eficiencia del mismo).

En la Figura 5.6 se distinguen cinco módulos o subconjuntos de la alternativa seleccionada:

1. Captura de energía solar.
2. Generación de vapor con la energía captada.
3. Precalentamiento de agua de reposición.
4. Sistema de vapor tradicional.
5. Consumo de vapor por parte del usuario final.

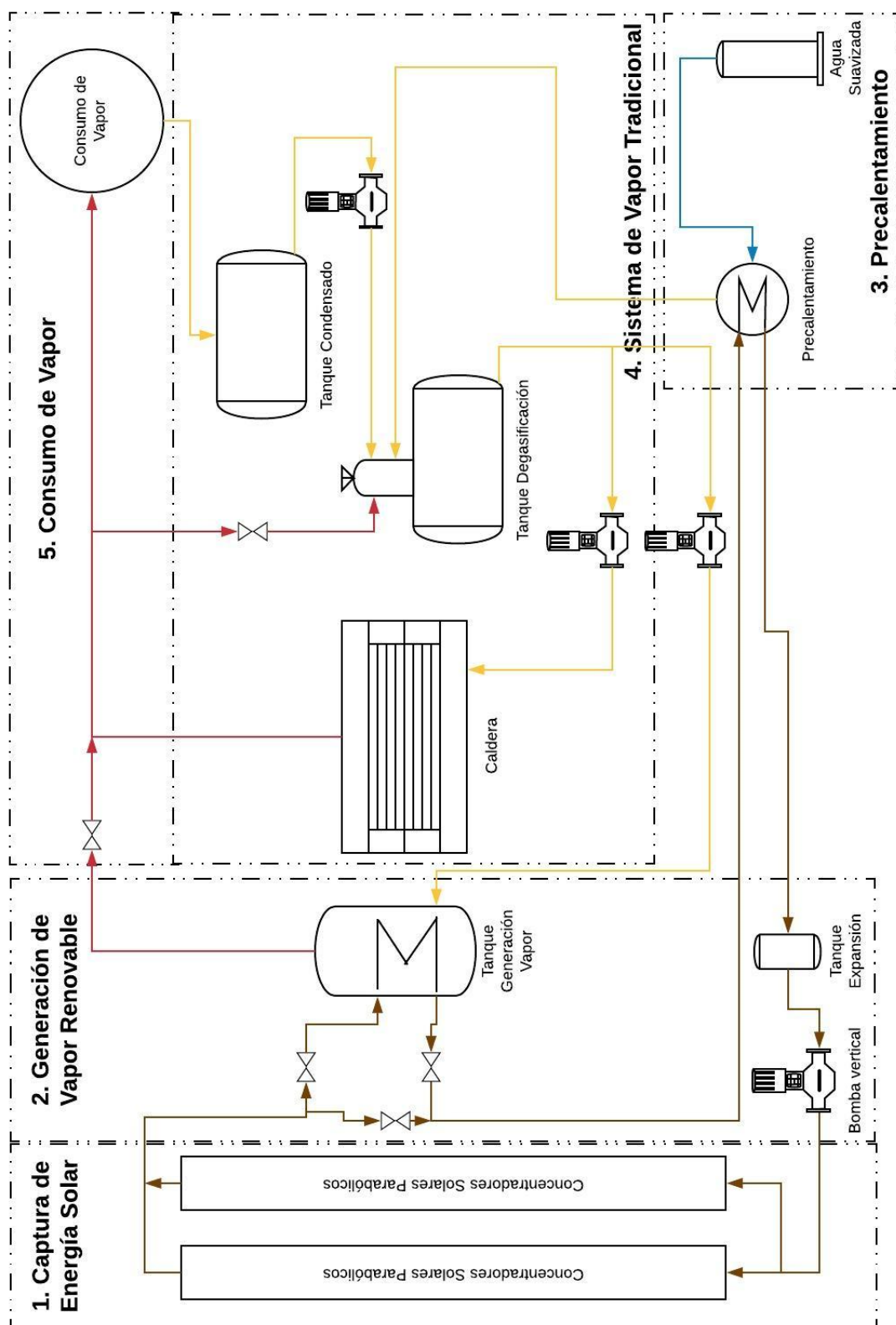


Fig. 5.6 Alternativa de integración seleccionada para los concentradores solares.

Fuente: Elaboración Propia.



## 5.5 Diseño del espaciamiento y orientación del campo solar

Para la disposición de los concentradores solares se eligió una orientación de norte a sur, con un espaciamiento entre los concentradores de 12 metros. Esto para mitigar el sombreado que una fila de concentradores parabólicos ejerce sobre la siguiente. El ángulo máximo de inclinación zenital que el sol puede tener antes de que se proyecte una sombra en la apertura de los concentradores solares será de  $60^\circ$ . En el Anexo E se provee una explicación detallada de la justificación para la orientación de los concentradores y el espaciamiento elegido. También se provee una referencia del área sombreada que se proyectaría sobre la apertura del concentrador una vez que se haya sobrepasado ese ángulo zenital.

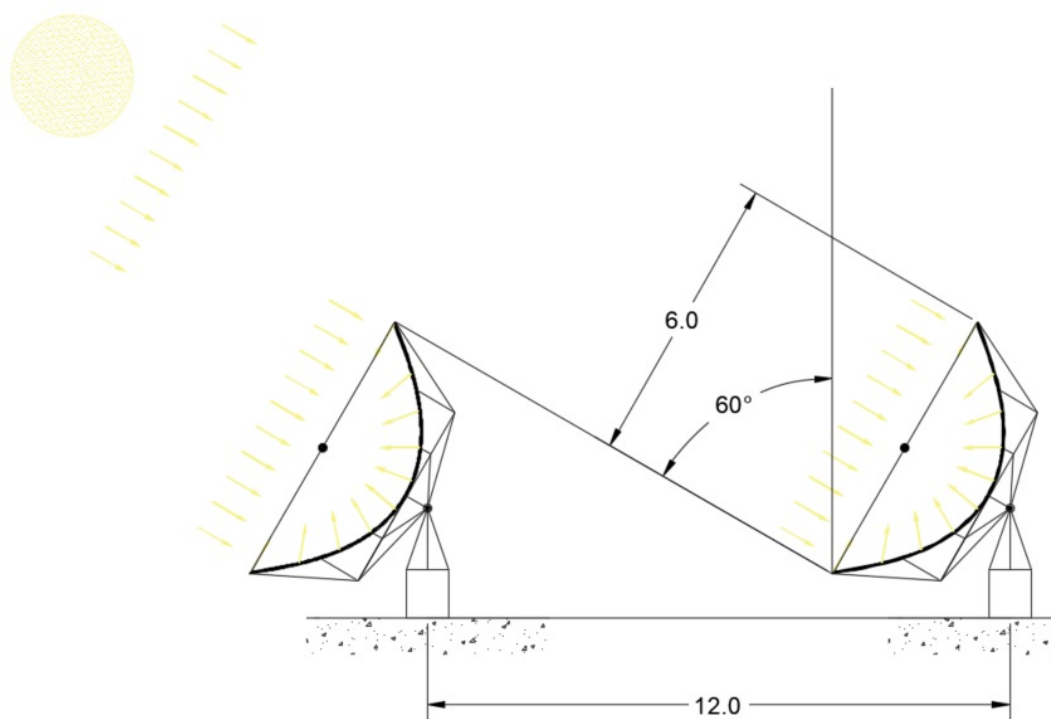


Fig. 5.7 Espaciamiento adecuado de los concentradores solares.

Fuente: Elaboración propia usando AutoCAD 2015.

## 5.6 Disponibilidad de espacio físico y consideraciones geográficas

Un factor preponderante a evaluar en el caso de los concentradores solares es el espacio físico. Según se desprende de la Tabla 5.1 el colector de la empresa SkyFuel requiere de un área cercana a los 650 m<sup>2</sup>, por lo que es primordial definir la ubicación física de los mismos, antes de pensar en un eventual dimensionamiento.

En la Figura 5.8 se muestra en una imagen satelital la ubicación del cuarto de calderas, los límites de la propiedad y los espacios físicos posibles para la ubicación de los colectores. En la imagen también se puede observar el espacio de techos de la empresa.

El cuarto de calderas se encuentra en el costado noroeste de la planta, de modo que los concentradores solares deben quedar lo más cercanos posibles a este sistema. No obstante, estos equipos requieren un área significativa y deben ser colocados en un espacio en donde tengan total acceso a la radiación solar. Se ubican dos espacios potenciales para la instalación de los concentradores solares denotados como Área # 1 y Área # 2. Estas ubicaciones quedan a una distancia considerable de la caldera, por lo que el dimensionamiento de las tuberías se revestirá de especial importancia.

El área # 1 (el más cercano a la caldera) tiene un área aproximada de 4940 m<sup>2</sup>, mientras que el segundo espacio tiene un área máxima aproximada de 14800 m<sup>2</sup>. Ambos terrenos tienen superficies llanos y no requerirían de un trabajo de movimiento de tierras ni de tala de cobertura boscosa (lo que reduce posibles costos de instalación).

No obstante, es imperativo considerar lo mencionado en la sección anterior. Los concentradores solares de garganta parabólica (PTC) deben ir ubicados de norte a sur y debe de tener como mínimo 115 metros de ancho para disponer de cada unidad de concentración (SCA). Esta condición solo se cumple por el área # 2, de modo que el área # 1 no es apta para la colocación de estos módulos.

Tomando como base la longitud del concentrador solar, la amplitud de la apertura y el espaciamiento óptimo entre concentradores en el área se determina que en el área #2 se podrían introducir como máximo 3 unidades de concentración solar de SkyFuel. Esto se puede observar en la Figura 5.9.

Este espacio es lo suficientemente plano para permitir la instalación de los concentradores, pues no sobrepasa el 4% de pendiente que establece la ficha técnica de SkyFuel (SkyFuel, 2018). Por otra parte, las características de viento del sitio no sobrepasan el límite máximo permisible que tiene el concentrador. En la Tabla 4.3 se indica que el mes más ventoso del año es enero, con velocidad de 8,1 m/s, mientras que la información del fabricante indica que puede soportar una velocidad de 13,0 m/s sostenidos cuando está operativo.



Fig. 5.8 Espacio disponible para concentradores solares.

Fuente: Elaboración propia usando imágenes satelitales de Google Earth.

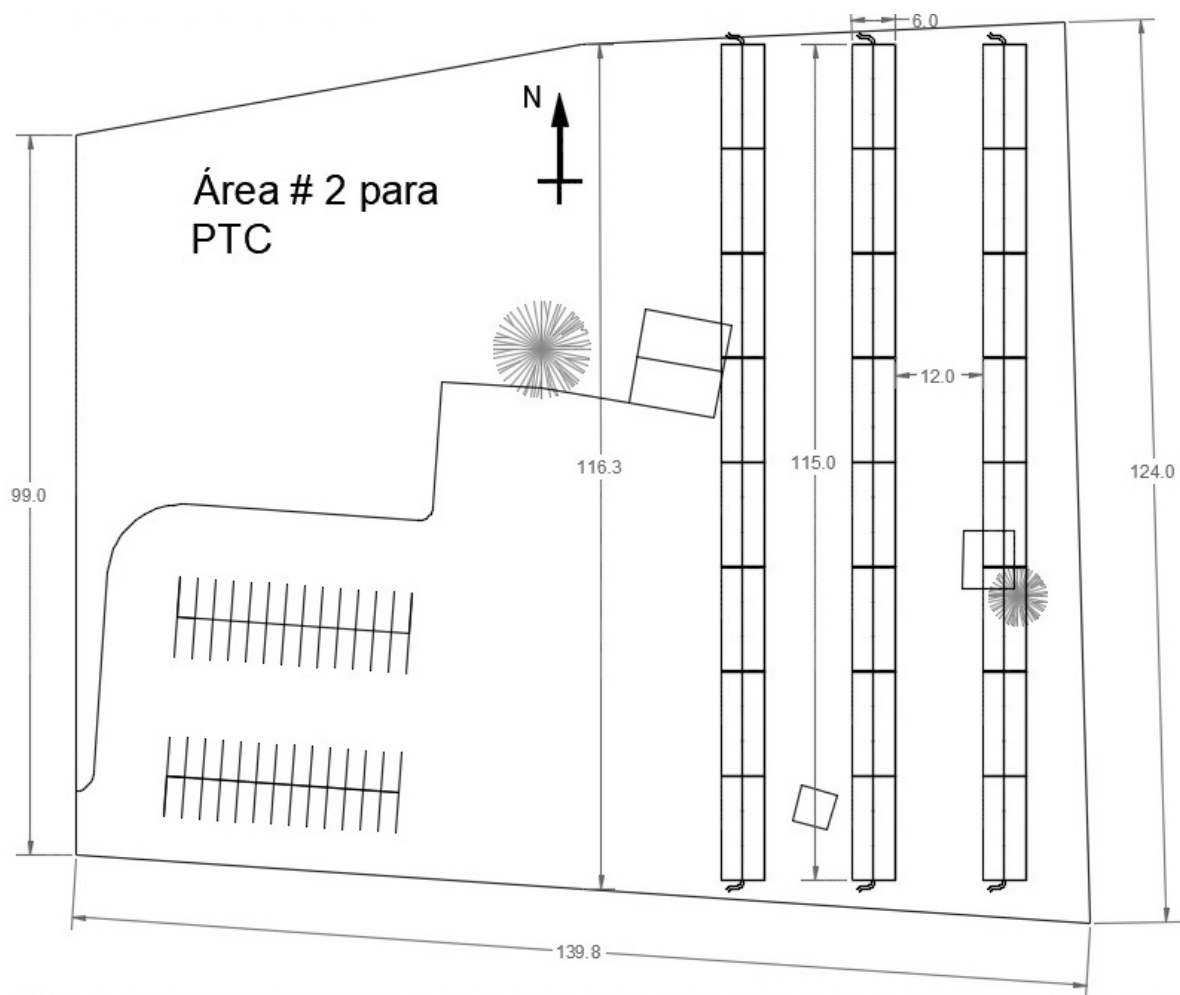


Fig. 5.9 Colocación de 3 SCA en el Área # 2.

Fuente: Elaboración propia usando AutoCAD 2015.

En el área # 2 es pertinente tomar en cuenta que si se desean colocar las tres unidades solares (tal como lo muestra la Figura 5.8) se debe remover un árbol y alguna cobertura verde junto al concentrador orientado más al este, así como una caseta con equipo de bombeo. En caso de que se decidan colocar solamente dos unidades, este trabajo no será necesario. Además de estos dos espacios, no se consideró ningún otro sitio factible para la colocación de los concentradores, pues las demás áreas (especialmente las de cobertura boscosa) poseen un relieve bastante escarpado. Por otra parte, el área total de estos espacios es pequeña si la comparamos con el área de un módulo de concentración (SCA), el cual requiere de  $656 \text{ m}^2$  de área de concentración (sin contar el espaciamiento entre filas o hacia otras construcciones cercanas).

Las áreas de techo también se muestra en la Figura 5.8 en un polígono de color morado.

Esta cubierta está constituida principalmente por láminas esmaltadas rectangulares calibre 26 o calibre 24 para uso estándar. Con respecto a los techos, se tienen dos consideraciones importantes:

- La ubicación de los concentradores no puede ser aleatoria. Por el contrario, la plataforma que lo debe sustentar no puede contener más de 4% de pendiente. Adicional a ello, la línea del receptor debe ir orientada en dirección norte-sur con el objetivo de poder seguir el sol en su desplazamiento diario del oriente al occidente (Ver Figura 2.9). Esta dirección debe ser precisa para que el sistema de seguimiento del sol del colector (Tracker) pueda ejecutar dicha función y aprovechar la radiación en el plano inclinado. Esto implica que la longitud que debe tener el espacio de techos debería ser como mínimo la longitud del concentrador solar (la cual es de 115 m).
- El área de techos del sitio es bastante diversa en características. Esto referente a diseño estructural, niveles de techo, cubierta metálica y demás. Adicionalmente, existe una cantidad a considerar de equipos y estructuras sobre la cubierta metálica, como chimeneas, extractores, aires acondicionados y pasarelas de seguridad. En otras palabras, el colocar los concentradores solares en el techo sería posible pero implicaría el diseño y construcción de una estructura uniforme que pueda brindar una base firme a los concentradores (Recordar que estos modifican su posición dependiendo de la hora). Las características descritas del techo se pueden observar en la Figuras 5.10a y 5.10b.



(a) Área de techos

(b) Diferencia de Niveles

Fig. 5.10 Consideraciones en el área de techos.

Fuente: Obtenida en el sitio.



## 5.7 Evaluación del almacenamiento de energía

El proyecto de aprovechamiento de energía solar constituye una sustitución energética en el sistema de vapor. Si la sustitución de energía es del 5%, 10% o 15%, no se requerirá un almacenamiento de energía térmica, pues la energía capturada del sol será inmediatamente consumida. No obstante, si el porcentaje de sustitución térmica es del 60%, 70% o 80% del total de energía térmica diaria, se deberá considerar una manera de almacenar la energía, pues las horas de sol y la radiación solar varían enormemente a lo largo del año, según se presenta en la Figura 4.5.

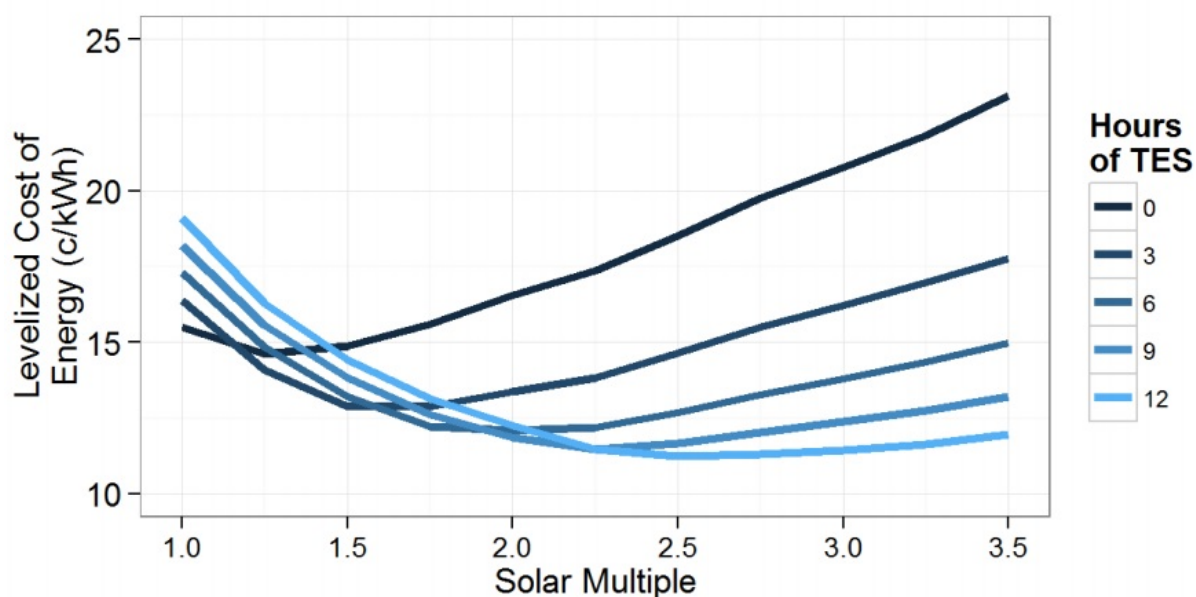


Fig. 5.11 LCOE para distintos SM con almacenamiento de energía.

Fuente: Obtenida de Jorgenson et al. (2013)

Si se desea tener un almacenamiento de energía de este tipo, se debe contemplar que los costos pueden tender a incrementarse. De acuerdo con una publicación de NREL (*National Renewable Energy Laboratory*), Cole et al. (2016) indican que para valorar el almacenamiento de energía de un CSP, primero se debe hablar de un factor llamado múltiplo solar, usualmente abreviado como SM (solar Multiple). El múltiplo solar se refiere a cuántas veces es mayor en términos de energía el campo solar que el generador de energía. Un factor de 1 implica que la potencia pico que puede aprovechar el campo solar es la misma que la que se puede generar hacia la red eléctrica. Por lo tanto, el almacenamiento de energía no tiene sentido. Un SM de 2 implica que el campo solar puede captar el doble de energía que la etapa de generación,

debiendo tener un almacenamiento de energía de varias horas para seguir generando.

En la Figura 5.11 se puede observar un gráfico en donde se aprecian el costo unitario presente de la energía eléctrica (LCOE) para varias configuraciones de instalaciones de CSP con diferentes múltiplos solares y distinto almacenamiento térmico de energía (TES). Este gráfico fue tomado de Jorgenson et al. (2013).

En este caso, para valorar el aprovechamiento de energía se deberá contar con un SM mayor a 1. No obstante, se puede demostrar fácilmente que debido a la capacidad del sistema de vapor no se puede superar ese SM con las limitaciones del espacio previamente comentado. En la Tabla 5.2 se muestra un resumen del área que se requeriría para lograr diferentes múltiplos solares. No obstante, tal como se evidencia en la Figura 5.8, 5.9 y en la sección 5.6 solo existe espacio disponible para 3 unidades SCA aún ocupando el espacio de todo el parqueo.

En el Anexo F se presentan con detenimiento los cálculos térmicos efectuados para estimar la potencia térmica de la caldera y los múltiplos solares de los distintos escenarios.

Tabla 5.2 Escenario de múltiplo solar para la caldera.

Fuente: Elaboración propia.

Datos de vapor	
Demanda promedio de vapor (kg/hr):	3000,0
Entalpía específica del agua suavizada (kJ/kg):	109,2
Entalpía específica del condensado (kJ/kg):	405,2
Entalpía específica del vapor saturado (kJ/kg)	2765,4
Porcentaje de Retorno de Condensado (%)	62
Entalpía total aportada (kJ/kg)	2472,7
Potencia Térmica de la caldera (kW-th)	2060,6
Datos de Colectores Solares	
Eficiencia de los colectores solares (%):	73
Radiación estimada en horas pico (W/m <sup>2</sup> )	800,0
Factor de pérdidas de calor (%)	5
Múltiplo Solar de 1	
Área Requerida (m <sup>2</sup> ):	3714
Nº concentradores necesarios:	6
Múltiplo Solar de 1.5	
Área Requerida (m <sup>2</sup> ):	5571
Nº concentradores necesarios:	9
Múltiplo Solar de 2.0	
Área Requerida (m <sup>2</sup> ):	7428
Nº concentradores necesarios:	12

## 5.8 Cálculo de máxima energía térmica aprovechable

De acuerdo con la Figura 5.9, la cual establece que solamente se pueden introducir tres SCA dentro del terreno, se puede calcular la potencia térmica solar máxima que dichas unidades tendrán, así como la energía térmica anual que se podrá aprovechar a partir de estas unidades. No obstante, es necesario preguntarse si se requerirán las tres unidades y si el retorno de la inversión mejora en función del tamaño del sistema. Una vez que nos planteamos esta consulta se debe resaltar que el diseño del sistema debe ir función de dos variables:

- Energía mensual aprovechable por el sistema: Esta sería la totalidad de la energía térmica del combustible que se sustituirá mensualmente por la energía térmica solar. En función de este parámetro se debe chequear la rentabilidad del sistema.
- Potencia máxima solar: La máxima potencia solar que puedan entregar los concentradores solares a una hora determinada del día no deberá superar la máxima potencia térmica que demande el sistema de vapor. Ya se ha mencionado anteriormente que no se tendrá almacenamiento de energía.

Para elaborar la estimación de energía térmica aprovechable se tomarán en cuenta los siguientes factores:

1. Datos de irradiación solar.
2. Factor de irradiación solar en el plano inclinado.
3. Factor de irradiación directa.
4. Eficiencia térmica del SCA.
5. Factor de sombra por concentradores cercanos.

Una explicación detallada de las consideraciones de cada factor, junto con las tablas que muestran los cálculos se presentan en el Anexo G.

La tabla 5.3 resume la información del anexo, describiendo la potencia máxima solar horaria (por  $m^2$ ), la energía anual aprovechable ( $m^2$ ) y los días por mes. Recordar que este ejercicio es una estimación para el dimensionamiento del equipo y constituye una primera iteración en la estimación de los beneficios solares para el proyecto.



Tabla 5.3 Datos de aprovechamiento térmico a la salida del concentrador.

Fuente: Elaboración propia.

Mes	Días por mes	Energía Térmica Diaria (MJ/m <sup>2</sup> )	Energía Térmica Mensual [MJ/m <sup>2</sup> ]	Máxima Potencia Térmica Aprovechable [W/m <sup>2</sup> ]
Enero	31	14,0	434,4	547,54
Febrero	28	15,1	421,5	568,97
Marzo	31	14,6	451,4	559,27
Abril	30	12,4	373,3	496,44
Mayo	31	8,6	268,0	371,34
Junio	30	8,1	243,9	336,97
Julio	31	7,7	237,7	303,73
Agosto	31	8,4	260,5	341,52
Septiembre	30	9,0	270,4	390,35
Octubre	31	8,3	257,2	342,21
Noviembre	30	8,8	265,2	355,09
Diciembre	31	11,2	347,5	449,69

## 5.9 Valoración de beneficio económico por ahorro de combustible

Cada unidad de energía que aporte el sistema solar representará una unidad de energía que la caldera no proveerá. Por esta razón, si tomamos la información de la Tabla 5.3 y la comparamos con la eficiencia de la caldera podemos obtener la energía que deberá proveer el combustible. Con el poder calorífico superior del combustible, se puede calcular el ahorro en litros. Y con la cantidad de litros se puede calcular el valor económico ahorrado.

En la Tabla 5.4 se muestran las variables usadas para calcular el ahorro generado, mientras que en la Tabla 5.5 se muestra el ahorro generado por ahorro de combustible que podría tener cada SCA:

Tabla 5.4 Datos para ahorro de combustible..

Fuente: Elaboración propia.

Variable	Valor
Eficiencia Caldera [%]	0,77
Poder calorífico superior del combustible [MJ/l]	41,23
Precio del Búnker [\$/l]	0,44

La información del precio del búnker se obtuvo de La Gaceta (2019), mientras que la información del tipo de cambio se obtuvo del reporte del Banco Central de Costa Rica. Se debe recalcar que los ahorros reportados serán proporcionales al precio del búnker C (Fuel Oil N°6). Esto implicará que si el combustible sufre un aumento del 20% en su costo, los ahorros serán un 20% mayores. Tomando en cuenta esta perspectiva, en el análisis de factibilidad económica se incluirá un análisis de sensibilidad para evaluar el proyecto en caso de un incremento del costo del combustible.

Tabla 5.5 Estimación de ahorros proyectados de combustible por SCA.

Fuente: Elaboración propia.

Mes	Energía Térmica Mensual [MJ/m <sup>2</sup> ]	Area por SCA [m <sup>2</sup> ]	Energía Mensual por SCA [GJ]	Ahorro en com- bustible [l]	Beneficio Económico (\$)
Enero	434,4	656	285	8 977	3 972
Febrero	421,5	656	276	8 710	3 854
Marzo	451,4	656	296	9 329	4 128
Abril	373,3	656	245	7 714	3 413
Mayo	268,0	656	176	5 539	2 451
Junio	243,9	656	160	5 040	2 230
Julio	237,7	656	156	4 913	2 174
Agosto	260,5	656	171	5 383	2 382
Septiembre	270,4	656	177	5 587	2 472
Octubre	257,2	656	169	5 316	2 352
Noviembre	265,2	656	174	5 481	2 425
Diciembre	347,5	656	228	7 182	3 178
Total	3 831,0	656	2 513	79 171	35 031

El ahorro proyectado es cercano a los \$ 35 000 anuales por cada unidad de SCA que sea instalada. En total, se tendrá un ahorro de \$ 105 090 con las tres unidades de precalentamiento. La empresa también contará con beneficios de reducción de la huella de carbono y consiguiente disminución por el pago de bonos. No obstante, este factor no será tomado en cuenta en este punto.

## 5.10 Diseño electromecánico

Habiendo definido la cantidad de SCA (por espacio físico) que deberá llevar la instalación, el siguiente paso es exponer el diseño electromecánico de la misma. En la Figura 5.6 se muestran las diferentes partes del sistema, pero no se describe con precisión cada uno de los componentes del mismo.

### 5.10.1 Subdivisión de Sistemas

Dentro del diseño electromecánico se contemplan componentes como bombas, válvulas, sensores, medidores de flujo, manómetros, intercambiadores de calor, tanques (de expansión), termómetros, entre otros. En la Tabla 5.6 se pueden apreciar los distintos elementos para el sistema de vapor con su correspondiente nomenclatura.

Tabla 5.6 Codificación de diseño Electromecánico.

Fuente: Elaboración propia.

Componente	Código
Bombas	P
Válvulas	V
Sensores	S
Medidores Flujo	F
Manómetros	M
Intercambiadores de Calor	H
Tanques de Expansión	E
Termómetros	T
Sistema de Control	C

En el Anexo H se muestra una lista completa de todos los componentes que deberá llevar el sistema con la nomenclatura correspondiente para cada componente específico (cada bomba, cada válvula, etc). Dentro de esta lista no se toman en cuenta las trampas de vapor pues se consideran un elemento pasivo, y no necesariamente funcionarán para alterar la lógica de control. Adicional a esto, las trampas de vapor solo se ubican en el sistema existente de vapor.

En este anexo, el sistema de aprovechamiento solar combinado con el sistema actual de vapor se dividirá en 4 partes principales:

- Sistema de Aceite térmico: Comprende toda la línea de componentes electromecánicos que estarán asociados con este fluido. En este grupo se incluyen las bombas de aceite térmico, los medidores de flujo, termómetros y válvulas de control. Este grupo se designa con la letra "O" (Oil). Los concentradores solares no se incluyen acá con un código pues son unidades modulares que tendrán su propio sistema de control de orientación.
- Sistema de Vapor: Comprende el sistema actual de vapor y sus componentes (medidor de vapor, sensores de nivel, manómetros de vapor (transductores), entre otros. Se designa con la letra "S" (Steam). La caldera obviamente está incluida dentro de este sistema, pues es una de las partes centrales del sistema. Sin embargo, no se menciona como un componente en el Anexo H. Es importante recalcar que el control de la combustión se

maneja únicamente por la presión de la línea de vapor, pero no está integrado dentro del mismo PLC que todo el sistema. Se podría integrar a este sistema si así fuese requerido. Un punto fundamental en el sistema de vapor, es que el tanque de generación de vapor debe cumplir con las exigencias del código ASME (American Society of Mechanical Engineers), y adicional a ello, cumplir con las exigencias del reglamento de calderas vigente en el país. Esto implicará que deberá tener visores de nivel, sensores de nivel, válvulas de seguridad, protecciones para la presión, entre otros requisitos.

- Sistema de Condensado y Agua Degasificada: Comprende el tanque de condensado, el tanque degasificador (Deaerador), las bombas y todos los periféricos que controlan este sistema. Se designa con la letra "C".
- Sistema de Agua: Comprende desde el sistema de suavización hasta la entrada de agua al tanque de degasificación por medio de la válvula modulante. Se designa con la letra "W" (Water).

### 5.10.2 Ubicación física de sistemas

En la Figura 5.12 se muestra la ubicación que se sugiere para cada uno de los sistemas:

- En la ubicación "A" se ubica actualmente el sistema de vapor, exceptuando el tanque de generación de vapor. La parte de este sistema ubicada en la localización "A" se puede observar en la Figura 3.2.
- En la ubicación "B" se ubica actualmente todo el sistema de condensado y de agua degasificada. La mayoría de componentes de este sistema ya existen y operan normalmente. En la ubicación B también se ubica el sistema de agua suavizada con los componentes existentes.
- En la ubicación "D" se ubican la parte del sistema de aceite relacionada con los PTC, así como los componentes de estos (termómetros y válvulas).
- En la ubicación "C" se ubica todos los tanques nuevos y todos los demás componentes no mencionados (Tanque de generación de vapor, intercambiador de precalentamiento y tanque de expansión).

### 5.10.3 Diagramas de Sistemas electromecánicos

En las Figuras subsiguientes se observa el detalle de cada uno de estos subsistemas de acuerdo a la nomenclatura del Anexo H. En el Anexo I se pueden apreciar el plano completo del



Fig. 5.12 Ubicación Física de Sistemas.

Fuente: Elaboración Propia usando imágenes satelitales de Google Maps.

diagrama de proceso de la instalación y se puede apreciar el plano de vista de planta de las principales tuberías dentro del recinto de las instalaciones de FIFCO. Por razones de confidencialidad puede que esta sección sea compartida solamente a personal de la empresa.

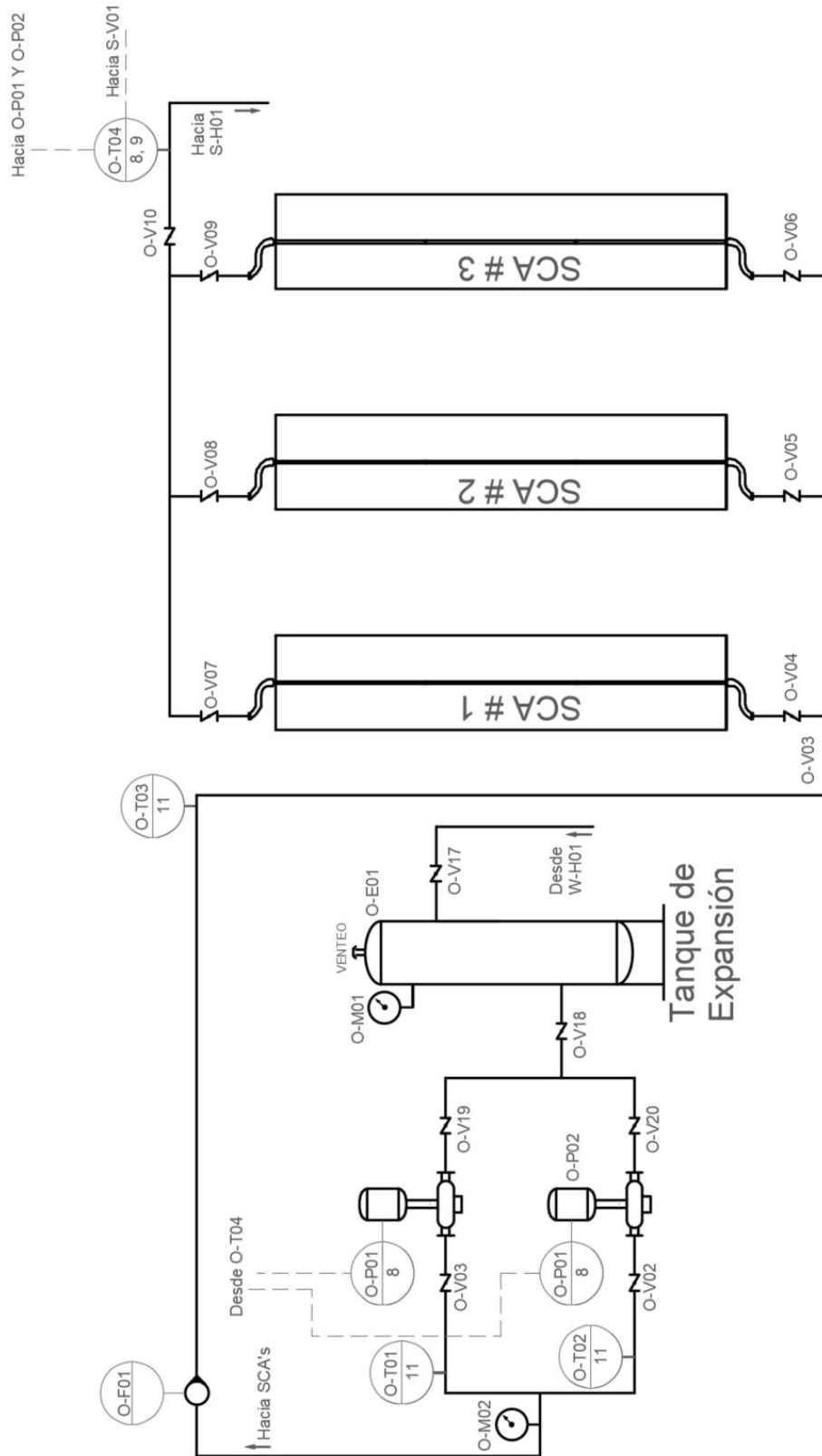


Fig. 5.13 Diagrama de proceso e instrumentación para el sub-sistema de aceite térmico.  
Fuente: Elaboración propia usando AutoCAD 2015.

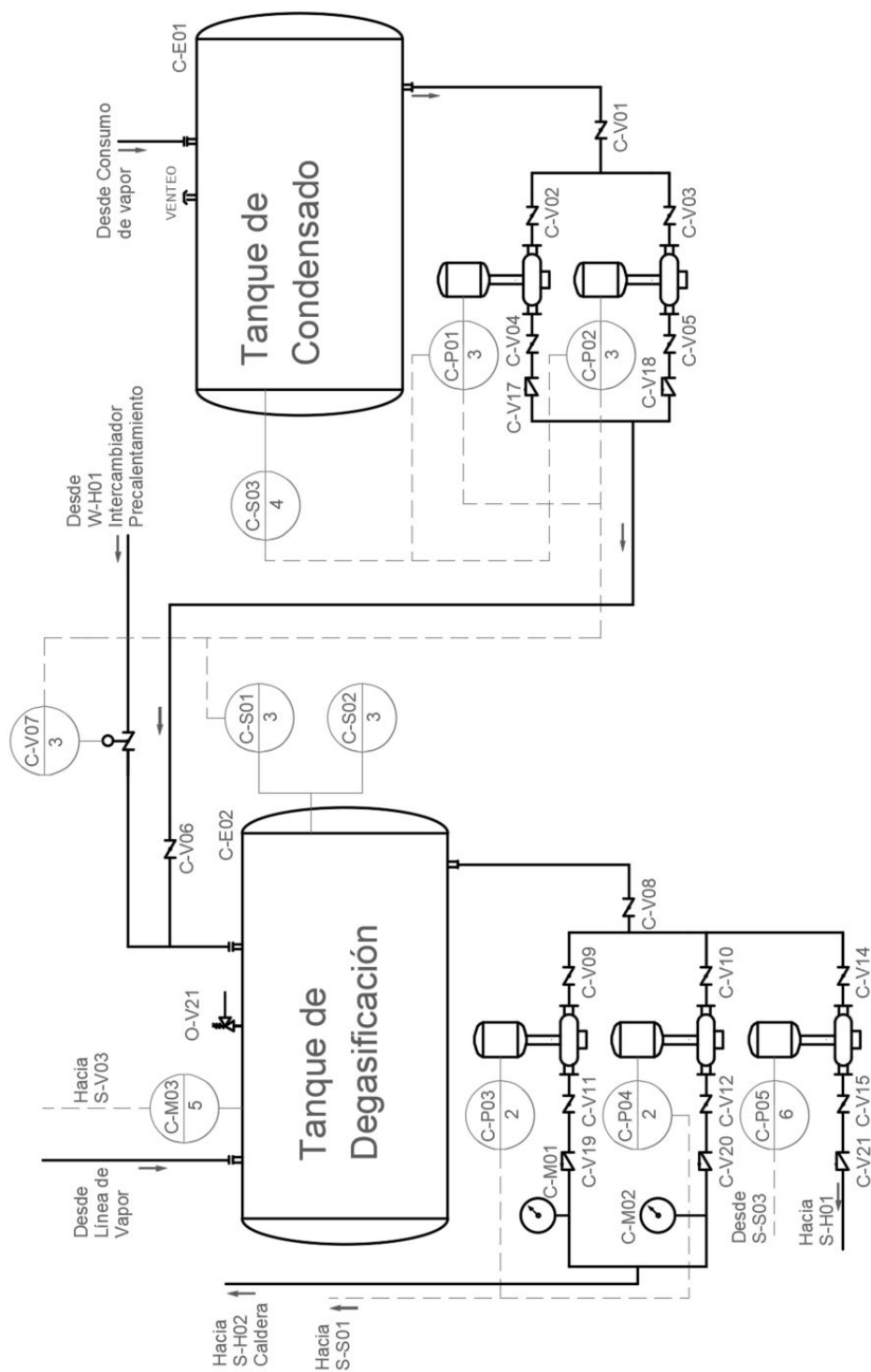


Fig. 5.14 Diagrama de proceso e instrumentación para el sub-sistema de condensado y agua degasificada.

Fuente: Elaboración propia usando AutoCAD 2015.

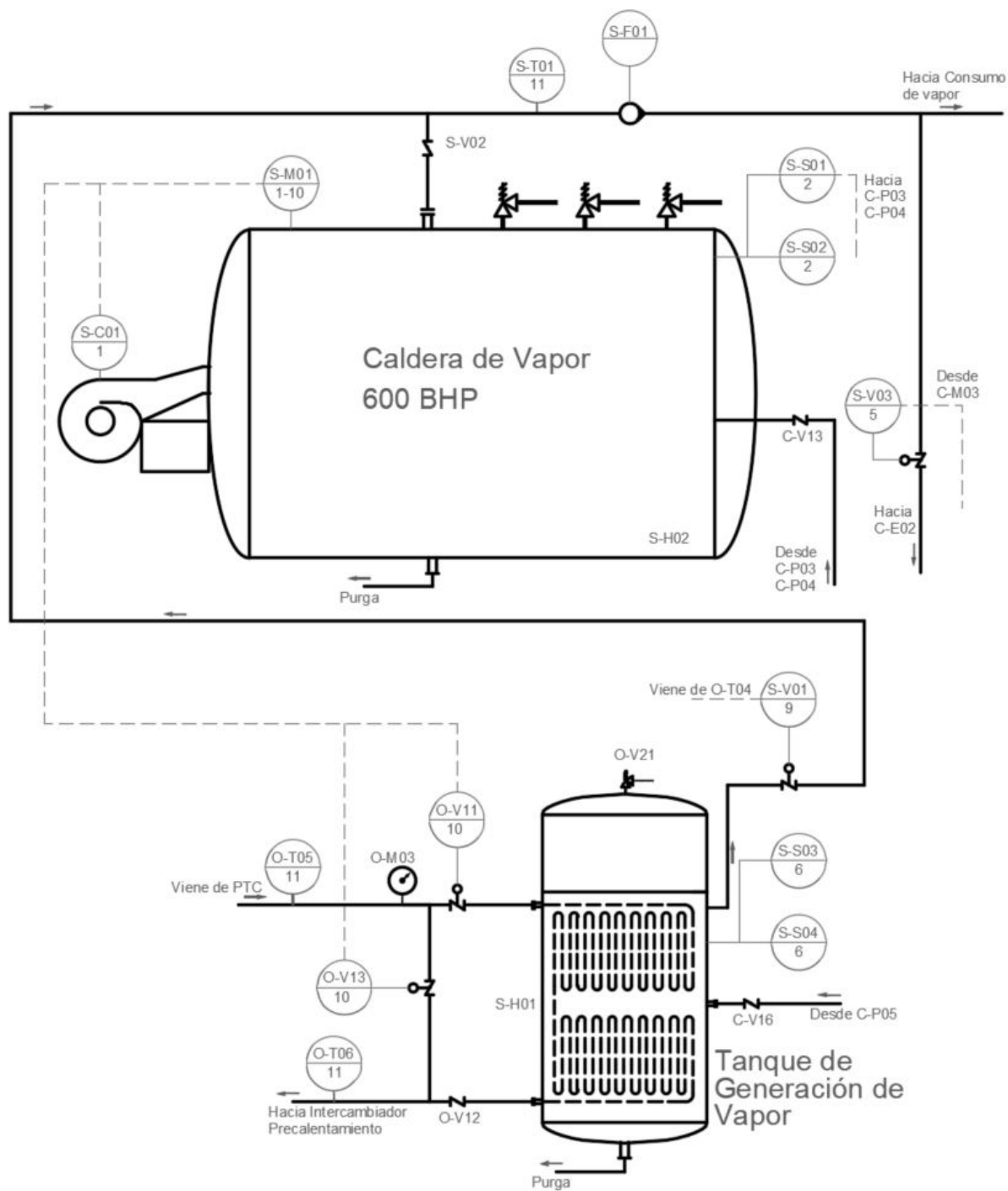


Fig. 5.15 Diagrama de proceso e instrumentación para el sub-sistema de vapor.

Fuente: Elaboración propia usando AutoCAD 2015.



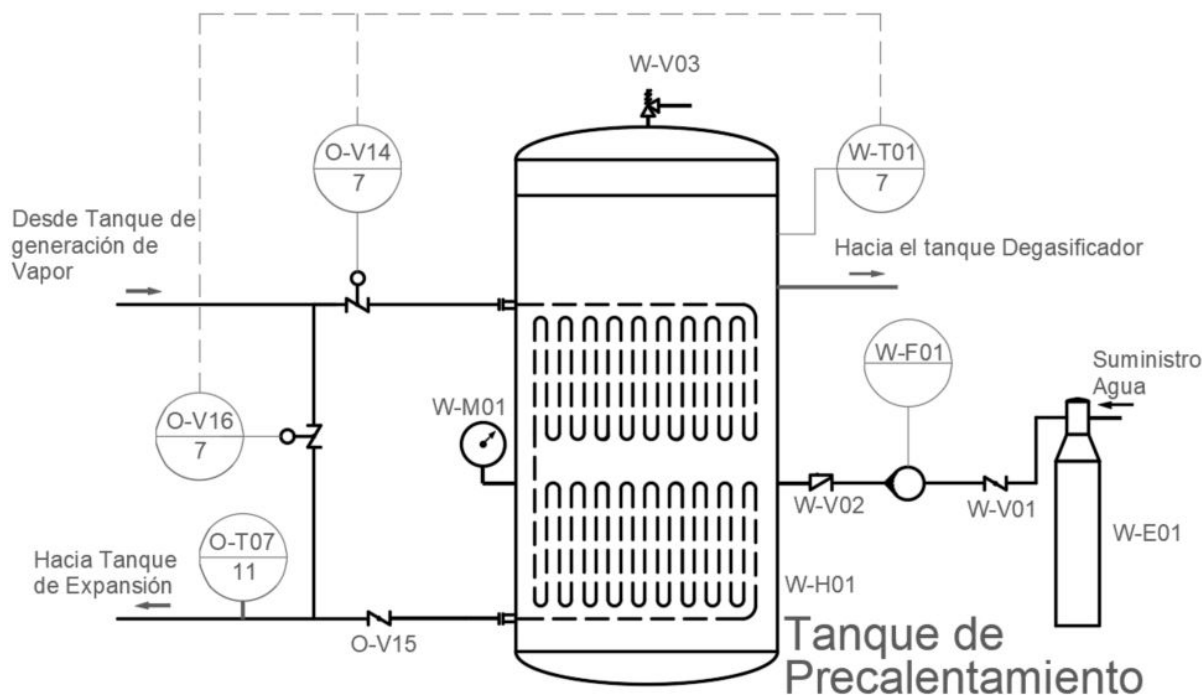


Fig. 5.16 Diagrama de proceso e instrumentación para el sub-sistema de agua suavizada.

Fuente: Elaboración propia usando AutoCAD 2015.

## 5.11 Filosofía de operación del sistema

El sistema de aprovechamiento térmico debe contemplar un sistema de control que permita tener autonomía de operación e incorporarse al control eléctrico de lo que existe actualmente. En esta sección no se describirá la programación ni la lógica de control que deberá tener el sistema. Sin embargo, se presentan las premisas de programación que deberán tener el sistema.

El sistema deberá ser controlado por un controlador lógico programable (PLC) y tener una interfaz hacia el operador que le permita monitorear las distintas variables y obtener un gráfico de aprovechamiento de energía.

Las siguientes premisas servirán de base para establecer la lógica de control:

1. El sistema de combustión de la caldera (S-C01) encenderá y modulará en función del transductor de presión en la línea de vapor (S-M01). Se deberá mantener la presión entre 90 - 100 PSig.
2. Los controles de nivel de la caldera (S-S01) controlarán la velocidad de las bombas de alimentación de la caldera (C-P03 y C-P04). Una bomba será respaldo de la otra. Se

tendrá un control de nivel de respaldo por seguridad (S-S02). En caso de que se deba operar con más de una caldera (por un incremento de capacidad), se deberá contemplar el control del ingreso de agua a las calderas por medio de una válvula modulante.

3. El control de nivel del tanque degasificador (C-S01) controlará las bombas de condensado (C-P01 y C-P02). Una bomba será respaldo de la otra. En caso de que el nivel descienda por debajo de cierto límite, la válvula modulante de agua precalentada (C-V07) se irá abriendo proporcionalmente al nivel que se debe compensar. Se tendrá un control de nivel de respaldo por seguridad (C-S02).
4. El control de nivel del tanque de condensado (C-S03) deberá apagar las bombas de condensado (C-P01 y C-P02) en caso de que este se encuentre vacío.
5. El transductor de presión del tanque degasificador (C-M03) controlará la válvula modulante de entrada de vapor al tanque deaerador (S-V03). La presión se deberá mantener en 10 PSIG.
6. El control de nivel del tanque generador de vapor (S-S03) controlará la velocidad de la bomba de alimentación del tanque de generación de vapor (C-P05). Se tendrá un nivel de respaldo por seguridad (S-S04).
7. El transductor de temperatura del agua suavizada en el intercambiador de precalentamiento controlará la válvula de entrada de aceite al intercambiador (O-V14) y la válvula de desvío del intercambiador (O-V16). Esto se hará para prevenir que el agua se pueda evaporar cuando todavía no ha sido tratada químicamente contra la corrosión.
8. El termómetro de aceite # 4 localizado a la salida de los concentradores solares (O-T04) controlará la velocidad de las bombas de envío de aceite (O-P01 y O-P02) en función de su temperatura. Este límite de control de temperatura estará entre 350 °C y 400 °C como límite superior y apagará las bombas cuando la temperatura caiga por debajo de 180 °C.
9. Cuando las bombas de aceite se apaguen (O-P01 y O-P02), la válvula neumática de salida del tanque generador de vapor se deberá cerrar (S-V01), para evitar pérdidas de transferencia de calor.
10. Las válvulas neumáticas de entrada y de desvío del tanque generador de vapor (O-V11 y O-V13) deberán cerrarse y abrirse respectivamente cuando el transductor de presión de vapor (S-M01) indique que la presión del vapor sobrepasa las 120 PSIG. Esto por motivos de seguridad. Además de esto, los concentradores deberán orientarse totalmente hacia el oeste.

11. Las lecturas de los termómetros restantes deberán ser incorporadas al sistema de control (PLC) para poder ser visualizadas mediante la HMI del sistema.

## 5.12 Dimensionamiento de tuberías

En el Anexo I se presenta un plano de vista en planta con los diámetros de las tuberías del sistema. Los diámetros de las tuberías existentes no se analizaron, pues el alcance de este trabajo no incluye el análisis de la instalación actual de vapor. Los diámetros de las nuevas tuberías se analizaron usando un programa de dimensionamiento de tuberías de la empresa *Daikin*.

Los diversos flujos de agua de las tuberías de condensado y vapor están dados por los valores mostrados en el Capítulo 3. No obstante, para el cálculo de las tuberías de aceite térmico el diámetro se calculó en función de los datos de la Tabla 5.7:

Tabla 5.7 Flujo de aceite térmico en tuberías.

Fuente: Elaboración Propia

Variable	Valor
Aprovechamiento solar máximo [Wh/m <sup>2</sup> ]	569
Área de colección solar (3 SCA) [m <sup>2</sup> ]	1968
Máxima potencia térmica solar [kW]	1119
Temperatura Superior (°C)	380
Temperatura Inferior (°C)	100
Calor específico [kJ/°C kg]	3,349
Flujo másico de aceite [kg/s]	1,19

De acuerdo a la Tabla G.6 el máximo aprovechamiento de radiación solar en el fluido del concentrador será de 569 Wh/m<sup>2</sup>. Con base en este dato y en el área de colección solar se estima una potencia solar aprovechable en el fluido de 1 119 kW (th). Es decir, el aceite deberá ser capaz de transportar esta energía. Si se estima que el aceite térmico operará con un diferencial de temperatura de 280 °C se tiene que el flujo de aceite debe ser de 1,19 kg/s.. Es importante recalcar que el colector solar tiene una capacidad de trabajar más allá de 380 °C, sin embargo, no se recomienda superar esta temperatura para no afectar la eficiencia del mismo. El sistema de control deberá poder mantener la temperatura de salida entre 275 °C y 350 °C. En el caso que la radiación lo permita la temperatura de salida podrá llegar a ser hasta 380 °C.

Se obtiene un flujo de 1,19 kg/s, por lo que se obtiene una tubería de 2 1/2" de diámetro.

## 5.13 Estimación de Costos para dimensionamiento

Una vez que se tiene la especificación de los concentradores solares elegidos para el proyecto, y la información del sitio donde es posible colocarlos, la variable inmediata a determinar radica en los aspectos económicos de estos tecnicismos para evaluar de antemano qué factores van en detrimento de la rentabilidad del proyecto.

En esta sección se presentará una comparación de costos de inversión inicial en función del tamaño de la instalación. Esta estimación no pretende fungir como un análisis económico, sino que solamente es una justificación del porqué el proyecto deberá realizarse con los tres SCA que caben en la propiedad. De otro modo, la posible rentabilidad sería muy inferior. Para dicha estimación se toman en cuenta cuatro aspectos:

- **Costo de Obra gris:** En este apartado se contempla el costo de la nueva área para los intercambiadores de calor y bombas del sistema, así como la ampliación necesaria para colocar los SCA's. Para estimar el precio del nuevo espacio para equipos (Ver ubicación C en la Figura 5.12), se utilizó una referencia del Ministerio de Hacienda y el Órgano de Normalización Técnica que indica el costo por cada metro cuadrado para este tipo de construcciones. Esto se puede visualizar en la Tabla 5.8. Por otra parte, la estimación del costo necesario para la ampliación de las losas en la ubicación D se estimó mediante una referencia del costo de este mismo documento (Ver Órgano de Normalización Técnica (2017)). Esto se puede observar en la Tabla 5.9

Tabla 5.8 Costos preliminares para la obra gris en la ubicación "C".

Fuente: Elaboración propia.

Variable	Costo
Costo galpón (CRC/m <sup>2</sup> )	350.000,00
Costo galpón (\$/m <sup>2</sup> )	577,68
Área (m <sup>2</sup> )	48
Costo losa(\$)	27.728,73

Tabla 5.9 Costos preliminares para la losa en la ubicación "D".

Fuente: Elaboración propia.

Variable	1	2	3	4
Costo losa (CRC/m <sup>2</sup> )	60.000,00	60.000,00	60.000,00	60.000,00
Costo losa (\$/m <sup>2</sup> )	99,03	99,03	99,03	99,03
Área (m <sup>2</sup> )	576	1152	1464	1848
Costo losa (\$)	57.041,96	114.083,92	144.981,66	183.009,62

- **Costo de Equipos:** En él se incluye el costo de los SCA, seguidores, termómetros y fundaciones. Para estimar el costo de los mismos se basó en una cotización del proveedor que indica que cada SCA tiene un valor de \$125 000 dólares, para un total de \$375 000 dólares.
- **Costo de sistema electrónico y de control:** Involucra el sistema de control necesario para la instalación y la parte de control. Para efectuar la estimación preliminar de este costo se recurrió a un desglose porcentual de costos de IRENA (International Energy Agency) que se detalla en Crespo et al. (2012). De acuerdo con este desglose de costos, el sistema electrónico y de control de un sistema CSP-PTC puede oscilar en el 9% del costo total de los SCA. En este caso, se asume el costo de los 3 SCA siendo el sistema de control bastante constante en función del número de concentradores del sistema solar. Esto representaría un costo total de \$35 510 dólares.
- **Costo del sistema electromecánico:** Involucra todos los sistemas del fluido térmico (HTF), como intercambiadores de calor, tuberías, válvulas, medidores, bombas, entre muchos otros. Para la estimación de este costo se utilizó la misma metodología que para el sistema anterior. De acuerdo con Crespo et al. (2012) el costo de los equipos electromecánicos relacionados con las tuberías, intercambiadores y el sistema del HTF constituye el 20% del costo total de los SCA. Esto se puede resumir en la Tabla 5.10.

Tabla 5.10 Costos porcentuales y absolutos de sistemas en relación a los SCA.

Fuente: Elaboración propia.

Variable	Porcentaje	1 (\$)	2 (\$)	3 (\$)	4 (\$)
HTF	8%	10 146	20 291	30 437	40 583
HTF Fluid Systems (tuberías, aislamiento, bombas)	20%	25 364	50 728	76 093	101 457
Electrónica, Controles, Equipo eléctrico y solar	9%	35 510	35 510	35 510	35 510
SCA'S	100%	125 000	250 000	375 000	500 000
Cimientos del equipo	8%	10 146	20 291	30 437	40 583
Costo total electromecánico y de control	46%	81 165	126 821	172 477	218 132

## 5.14 Análisis financiero de escala del proyecto

Teniendo a disposición una estimación de costos preliminar, se puede hacer un análisis de escala financiera, para analizar la energía que puede brindar cada SCA en contraste con

la inversión inicial que será necesaria. Esto permite ver la dilución de costos que se puede tener cuando el número de SCA aumenta. En otras palabras, se estarán analizando diferentes alternativas de tamaño (1,2,3 o 4 SCA) con el objetivo de escoger las que presente las mayores bondades financieras.

En la Tabla 5.11 se observa un contraste entre los distintos escenarios de dimensionamiento. Se puede concluir de manera clara que la rentabilidad del sistema mejora cuando se incrementa su tamaño. Por tal razón, se debe pensar en aprovechar el máximo espacio disponible, con el objetivo de mejorar la rentabilidad total del proyecto.

En la columna de inversión inicial se incluyen los costos de obra gris, el costo relativo a los SCA, el costo por el equipo de control y el costo de la parte electromecánica (HTF, Sistema HTF y cimientos). Es importante enfatizar que los datos mostrados en esta tabla solamente son de referencia y sirven para demostrar que el atractivo financiero de la tecnología está relacionado con un tema de escala.

Con el balance de la Tabla 5.11 se concluye que el proyecto se debe efectuar con los 3 SCA de los que se dispone espacio en el recinto de la empresa.

Tabla 5.11 Análisis de punto de equilibrio.

Fuente: Elaboración propia.

Demanda de Vapor		Sistema Solar					Sistema de Aprovechamiento Combinado			
		Consumo Horario promedio (kg/hr)	Demanda de Energía Diaria (MJ)	N° de SCA	Máxima potencia térmica horaria (MJ)	Máxima generación vapor horaria (kg/hr)	Energía Térmica Diaria (MJ)	Porcentaje de Sustitución	Inversión Inicial (\$)	Beneficio Económico Anual (\$)
3000	178 033	1	1 344	544	6 885	4%	290 935	35 031,00	8,30	
3000	178 033	2	2 688	1 087	13 770	8%	518 633	70 062,00	7,40	
3000	178 033	3	4 032	1 631	20 655	12%	720 190	105 093,00	6,85	
3000	178 033	4	5 376	2 174	27 540	15%	928 869	140 124,00	6,62	

## 5.15 Consideraciones finales

El diseño del sistema de concentrador y de su integración con el sistema de vapor ha concluido. Se deben considerar los siguientes aspectos con respecto al sistema:

- El sistema seguidor de los concentradores deberá ser programado en función de la trayectoria solar. De acuerdo con la información brindada por el fabricante de los concentradores cada uno de los SCA cuenta con su sistema de seguimiento.
- Se deberá suministrar una conexión eléctrica a cada SCA para el sistema de control de los mismos.
- Se generará un consumo adicional de electricidad al contar con tres bombas nuevas (Solamente dos operan simultáneamente) que debería ser contemplado.
- El tanque de generación de vapor deberá contar con una dosificación de químicos similar al de la caldera, pues el agua tenderá a aumentar su concentración y a incrementar la posibilidad de generar incrustaciones.
- De modo similar, el tanque de generación de vapor deberá contar una purga automática que opere de acuerdo a su concentración.
- El sistema de control de cada SCA deberá comunicarse con el sistema de control principal (PLC/HMI) para permitirle al operador visualizar lo que sucede en la unidades de concentración.
- Por razones de seguridad, el acceso a las unidades de concentración y el área cercana deberá ser restringido para evitar una posible mala manipulación.
- En los diagramas presentados, se supone que el sistema podrá operar solamente con una caldera por temas de consumo. En el caso de que no sea así, solamente se debe duplicar la lógica propuesta.



# Capítulo 6

## Análisis Económico del Diseño Propuesto

En este capítulo se presenta el análisis económico de la propuesta de diseño discutida en el capítulo anterior. En la conceptualización de esta evaluación financiera del proyecto se tomaron como base las especificaciones técnicas y alternativas discutidas con anterioridad. No obstante, algunos factores financieros se referenciaron basándose en el criterio de la empresa (FIFCO), o siguiendo las recomendaciones del fabricante de los colectores solares. Esto se presenta en la primera sección. Posteriormente, se explica con detenimiento y de modo secuencial las premisas elegidas para cuantificar los costos de inversión del proyecto, los costos de puesta en marcha y los beneficios generados. En la última sección se plasma el análisis económico final, junto con los principales indicadores financieros del proyecto.

### 6.1 Consideraciones económicas

Antes de iniciar con el análisis económico del proyecto se plantean algunas premisas que ayudarán a definir puntos importantes en el análisis económico.

1. Vida útil de los concentradores solares: De acuerdo con las especificaciones brindadas por el proveedor se tiene una vida útil para los concentradores solares de 20 años, siendo este valor el estándar para este tipo de equipos. Por esta razón, se efectuará el análisis económico por un espacio de tiempo de 20 años.
2. Tasa de descuento del proyecto: La tasa de descuento para el proyecto se definió de acuerdo a un parámetro orientativo brindado por la empresa. Para el análisis mostrado en secciones posteriores se utiliza una tasa de 11% anual.
3. Financiamiento del proyecto: La rentabilidad de un proyecto renovable variará en función del financiamiento inicial del proyecto. Por esta razón, se plantearán 3 escenarios. El primero de ellos no contempla financiamiento, el segundo de ellos contemplará un financiamiento de un 40% del monto total del proyecto. Por último, el proyecto final contempla un financiamiento del 70% del mismo.

4. Tasa de interés: Se debe contemplar la tasa de interés del banco para el porcentaje de financiamiento requerido. Como referencia para la tasa de interés se utilizará la información provista por el Banco Nacional de Costa Rica (BNCR) referente a "créditos verdes". Esta tasa de interés se estima en 12,3%.

## 6.2 Estimación del costo de los colectores solares

De acuerdo a la cotización del fabricante de los SCA, se tendrá un costo de \$125 000 por cada SCA. Este costo incluye los siguientes componentes:

- Concentrador solar (con película reflectora *ReflecTech*, lámina de aluminio de soporte y marco estructural).
- Recibidor solar para alta temperatura de tubo al vacío.
- Seguidor solar para unidad concentradora.
- Sistema de control de unidad concentradora con SCADA + PLC (para el SCA, no incluye integración con sistema actual).
- Servicio técnico de personal especializado de *SkyFuel* para la puesta en marcha del equipo.

Este es uno de los principales costos del proyecto y el punto de partida para la estimación de los costos de inversión.

## 6.3 Estimación de costos auxiliares

Para la estimación de los costos de esta sección se desglosará en distintos apartados esta cuantificación para explicar con mayor detenimiento cada estimación.

### 6.3.1 Costos de obra gris

La estimación de los costos de las mejoras que deben ser realizadas a nivel de terreno o de obra gris se pueden visualizar en la sección 5.12 en las Tablas 5.8 y 5.9.

Se debe acondicionar un espacio físico para los intercambiadores de calor del aceite térmico, el tanque de expansión, así como para la estación de bombeo de aceite hacia los SCA. Se hará un añadido a la ubicación actual de tanque de degasificación. Por otra parte, se deben efectuar mejoras en el terreno sobre el que se colocarán los SCA. En base a los datos recopilados de estas tablas se estima el costo total de obra gris con un monto de \$ 172 710.

### 6.3.2 Costos de sistemas electromecánicos y sistemas de control

La determinación de los costos aproximados de los equipos auxiliares se basó fundamentalmente en Crespo et al. (2012), la cual es una referencia del IRENA (International Renewable Energy Agency) en cuanto a los costos de sistemas renovables. Para verificar la veracidad de este costo se compararon estos valores con el costo por materiales de algunos proveedores nacionales en temas de valvulería y control como el caso de ELVATRON y Central de Válvulas. En todos los casos, la estimación de costos preliminar de los proveedores en cuanto a materiales fue muy inferior al valor mostrado. Por tal razón, se toma el valor de la Tabla 6.1 como insumo para el análisis económico. Es importante hacer notar que estos valores incluyen el proceso de instalación de los sistemas electromecánicos y de control, por lo que no se debe considerar en la sección 6.3.3.

Tabla 6.1 Costos de sistemas electromecánicos y de control.

Fuente: Elaboración propia.

Variable	Costo (\$)
HTF	30 437
HTF Fluid Systems (tuberías, aislamiento, bombas)	76 093
Electrónica, Controles, Equipo eléctrico y solar	35 510
Cimientos del equipo	30 437
Costo total electromecánico y de control	172 477

### 6.3.3 Costos de instalación de equipos y puesta en marcha

Para el costo relacionado con la instalación del equipo y la puesta en marcha solamente se tomarán en cuenta los SCA. Esto debido a que (como se dijo anteriormente) el costo global de los sistemas de control y la instalación electromecánica ya fue descrita. Como recomendación por parte de Crespo et al. (2012) se tomará en cuenta un 5% de los equipos, lo que representará un costo de \$ 18 750.

### 6.3.4 Resumen de costos

Con base en los datos mencionados anteriormente la Tabla 6.2 resume el total de costos para esta aplicación.

Tabla 6.2 Resumen de costos auxiliares.

Fuente: Elaboración propia.

Rubro	Costo (\$)
Obra gris	172 710
Sistemas electromecánicos	136 967
Sistemas de control	35 510
Instalación/Puesta en marcha	18 750
Otros costos	5 000
Total	368 937

Se incluyó una fila relativa a otros costos, pues es probable que surjan imprevistos durante este proceso, por lo que se debe tener un margen de contención ante eventualidades no contempladas.

## 6.4 Cálculo de los beneficios asociados al proyecto

El proyecto planteado generará beneficios para la empresa en tres ámbitos principales:

1. Ahorro de combustible: En la sección 5.9 se describe con detalle el cálculo efectuado para estimar el beneficio económico por ahorro de combustible asociado al desarrollo del proyecto. Cada SCA generará un ahorro anual de \$35 000 anuales, logrando un total de \$105 000 anuales.
2. Ahorro por pago de compensación de carbono: Debido a que la empresa tiene un compromiso con la carbono neutralidad, la reducción en el uso de combustibles fósiles también reduce el pago por servicios ambientales en que se incurre para mantener la carbono neutralidad. Este monto asciende a \$2 210 anuales. El cálculo de este monto se puede apreciar en el Anexo J.
3. Beneficio de imagen: No existe proyectos que hayan implementado la tecnología CSP-PTC en el país anteriormente. La puesta en marcha de una tecnología de esta índole, brindará a la imagen pública de la empresa una sensación de vanguardia tecnológica y compromiso ambiental que trae asociada una mejora en la imagen pública de la empresa.

De los puntos anteriormente mencionados, solo se incluyen los dos primeros en el análisis económico. El beneficio en imagen es difícil de cuantificar económicamente.

## 6.5 Análisis económico

Para el análisis económico propuesto se presentará información de 3 escenarios distintos en términos de financiamiento. Se analizará el proyecto sin financiamiento, con un 40% y con un 70% de financiamiento. En el Anexo K se muestran con claridad el detalle de los tres escenarios planteados con el desglose de los análisis económicos. En esta sección solamente se muestra una tabla resumen de los resultados de los tres escenarios mencionados anteriormente con el valor actual neto (VAN), la tasa interna de retorno (TIR) y el periodo simple de recuperación de la inversión (PSR). Como se aprecia en la Tabla 6.3, el escenario con los mejores indicadores financieros es el primero.

Tabla 6.3 Escenarios de financiamiento en análisis económico.

Fuente: Elaboración propia.

Escenario Económico	Inversión (\$)	VAN (\$)	TIR (%)	PSR (Años)
A: Sin financiamiento.	744 000	(69 645,31)	9,38	8,89
B: Financiamiento del 40%.	744 000	(87 371,30)	7,53	10,17
C: Financiamiento del 70%.	744 000	(100 665,78)	2,26	15,95

## 6.6 Análisis de sensibilidad del proyecto

A continuación se presenta un análisis de sensibilidad con respecto al proyecto, que permite recalcular los flujos de caja y el retorno de la inversión al variar el precio del combustible. Evidentemente, la volatilidad del precio del combustible (Búnker C) afecta directamente los ahorros proyectados, por lo que es indispensable presentar la variabilidad de los escenarios con este factor.

En la Tabla 6.4, se pueden observar los resultados de este análisis. Esto también se puede visualizar en la Figura 6.1 de manera gráfica. Es importante mencionar las variables económicas con las que se repitió el análisis:

- El costo base del combustible se toma como \$0,44 por litro.
- Se toma el escenario sin financiamiento.
- Se asume que el incremento en el combustible será sostenido por toda la vida útil del equipo.
- Los demás factores permanecen inalterados.

Tabla 6.4 Análisis de Sensibilidad con un incremento en el precio de los combustibles.

Fuente: Elaboración propia.

Indicador	Incremento de precio en el combustible					
	0%	10%	20%	30%	40%	50%
VAN (\$)	(69 645)	5 750	81 145	156 541	231 936	307 332
TIR (%)	9%	11%	13%	14%	16%	18%
PSR (Años)	8,9	7,9	7,1	6,6	5,9	5,5

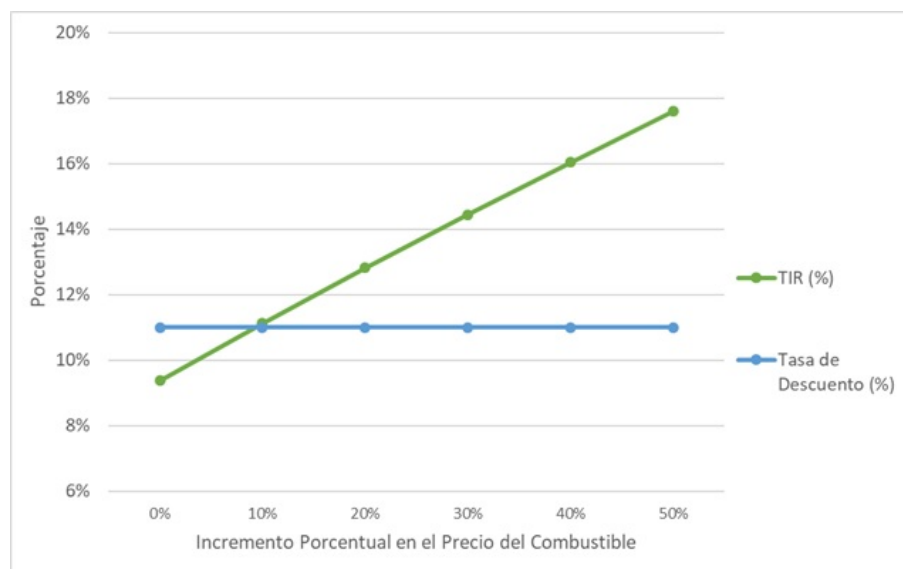


Fig. 6.1 Comportamiento de TIR en análisis de sensibilidad.

Fuente: Elaboración Propia.

## 6.7 Indicadores financieros finales del proyecto

De acuerdo a la información mostrada en la Tabla 6.3 se obtendría un valor actual neto de \$(69 645,31). La TIR del proyecto sería de 9,38% y el periodo simple de recuperación de la inversión sería de 8,9 años.

Estos datos nos indican que el proyecto es rentable y que logra recuperar el dinero invertido. No obstante, la TIR no llega a las expectativas de la empresa, pues la misma es inferior a la tasa de descuento, y como producto de esto se obtiene un VAN negativo.

A pesar de que el proyecto no es lo suficientemente rentable (en este momento) para cumplir con las expectativas de la empresa, es necesario indicar que el mismo impulsa la evolución hacia una matriz energética más limpia, al mismo tiempo que aporta en la dimensión ambiental

de la empresa (Fundamentada en la ISO 14001), lo que puede beneficiar cuantiosamente la imagen pública.

Adicional a esto, el precio del combustible ha tendido al alza en los últimos meses, y esto es un indicador de que el proyecto podría lograr la tasa de descuento requerida. Solo se necesitaría de un aumento de un 10% en el precio de los combustibles.

Estos últimos factores nos indican que el proyecto debe encontrar otros mecanismos de apalancamiento, para que la decisión en torno a su factibilidad de ejecución no gire solamente en función de un indicador financiero actual, sino que trasciendan hacia la dimensión ambiental y social con las que cuenta la empresa.

# Conclusiones

A partir de los objetivos y del contenido expuesto en los capítulos anteriores se extraen las siguientes conclusiones:

1. Se analizaron los diferentes parámetros físicos de las condiciones de operación del sistema de vapor, determinando que el sistema opera a una presión absoluta de 7,46 Bar (108 psia) y una temperatura de 167 °C, con una entalpía de salida de 2765 kJ/kg. El sistema posee una demanda promedio de vapor cercana a los 3000 kg/hr y cuenta con un retorno de condensado del 62%. La principal oportunidad de mejora encontrada para el sistema de vapor consiste en la utilización de agua de otros procesos de la planta para reducir el consumo de agua de reposición.
2. Al comparar el rendimiento del aprovechamiento de energía solar de acuerdo a las condiciones de trabajo del sistema de vapor actual, los colectores solares de placa plana y de tubos al vacío pueden suplir un máximo teórico del 4% de la energía que requiere el proceso de generación de vapor. Por otra parte, los concentradores solares (Fresnel o PTC) tienen el potencial de sustituir parcial o totalmente el consumo de vapor de la caldera durante el día.
3. Se diseña un sistema de concentración solar parabólico integrado a las calderas del sistema de vapor que permite el aprovechamiento de la energía solar aumentando la entalpía del agua por medio de un aceite térmico, disminuyendo el consumo de combustible y agua.  
El sistema incluye 3 SCA, dos intercambiadores de calor para el aceite térmico (uno para precalentar el agua y el otro para generar vapor), un sistema de bombeo y un sistema de control para efectuar la integración al sistema existente de vapor.
4. La mejor alternativa para la integración del sistema de energía solar consiste en la instalación de 3 concentradores solares de garganta parabólica de la marca *SkyFuel*, que canalicen la energía solar usando un aceite térmico como medio indirecto de transmisión de energía para la generación de vapor.  
El vapor se obtendrá a partir de un intercambiador de calor que estará conectado de manera paralela a la caldera (sin afectar el desempeño de la misma) proveyendo mayor estabilidad en la presión del conjunto de vapor. El sistema propuesto es replicable, escalable y modular, pues permite la incorporación futura de otros SCA.



5. La viabilidad financiera del proyecto del sistema de energía solar propuesto tiene una vida útil de 20 años, con una tasa de retorno de la inversión de 9,38%, con un valor actual neto de \$ (69 645,31) y con un periodo de recuperación simple de la inversión de 8,9 años. Sin embargo, el análisis de sensibilidad indica que el proyecto se vuelve rentable con un aumento del 10% en el costo del combustible.
6. El diseño de un sistema de energía renovable y su integración con un proceso industrial como el existente, requiere del conocimiento detallado de la tecnología actual, la cuantificación de las necesidades energéticas, así como de la perspectiva realista e integral de un profesional en energías alternativas que permita brindar una solución funcional, fiable y a un costo viable. El proceso de integración de estas tecnologías debe tomar en cuenta multiplicidad de criterios, más allá de contemplar solamente los energéticos.
7. Esta investigación debe exhortar e impulsar a otros investigadores a que profundicen aún más en el tema de la unificación de los dos sistemas de generación de vapor (caldera y tanque generador de vapor), de manera que se pueda estimar la oscilación y afectación que un sistema podría tener en el otro. La alternativa planteada ofrece una primera aproximación para resolver esta cuestión, mas no ofrece una cuantificación de este efecto.

# Recomendaciones

Para complementar lo expuesto en capítulos anteriores se exponen las siguientes recomendaciones:

1. Ampliar la muestra de datos relacionados con el consumo de vapor y el retorno de condensado, para tener un periodo de análisis superior a las 3 semanas. Se considera óptimo tomar otras 3 semanas de medición para descartar cualquier pico de consumo o comportamiento horario que no haya sido detectado.
2. Validar mediante una medición directa (in situ) el parámetro de radiación horaria directa en el plano inclinado. Esto permitirá corroborar si la estimación realizada es precisa para cuantificar la cantidad de energía aprovechable por cada uno de los SCA.
3. Explorar en el mercado el costo de otros proveedores de PTC que posean factores de concentración y dimensiones similares a los SCA ofertados por *SkyFuel*. Para este análisis fue difícil contactar a otros suplidores de equipos similares.
4. Indagar acerca de la posibilidad de que un concentrador solar lineal de tipo *Fresnel* pueda llevar a cabo la evaporación del agua en el recibidor sin que ello signifique un riesgo operacional. Esto permitiría eliminar el aceite térmico como fluido de transferencia indirecta y por ende, simplificar el diseño y atenuar el costo de la inversión inicial.
5. Ampliar con mayor detalle la sección 5.1 en la cual se explica el aprovechamiento del agua del retrolavado de filtros de carbón para ser aprovechada en distintas operaciones de procesos externos a la planta. Se podría evaluar utilizar el agua de rechazo de una ósmosis inversa en lugar del agua de retrolavado de un filtro de carbono.
6. Revisar con el personal de la empresa la posibilidad/ idoneidad de incorporar el control de combustión de la caldera dentro del mismo sistema de control del sistema de vapor total. Eso permitirá enviar toda la información a un sistema centralizado y detectar posibles anomalías con una mayor facilidad.
7. Evaluar en conjunto con el departamento de Relaciones Corporativas el impacto en la imagen de la empresa que tendría la instalación del primer sistema de concentración solar para aprovechamiento térmico en el país. Esto permitiría apalancar ante la Junta Directiva la aprobación del proyecto.

8. Explorar la posibilidad de acceder a un préstamo con mejores condiciones de crédito, de acuerdo a la capacidad de negociación de FIFCO como empresa nacional. El análisis económico se plantea con un dato ofrecido por bancos nacionales en "proyectos verdes", sin tomar en cuenta la escala del proyecto.

# Bibliografía

- Abdalla, F. K. & Wilson, P. (2002). Optimum operating temperature for evacuated tube solar collectors. In *40th Annual Conference of the Australian and New Zealand Solar Energy Society (Solar02): Program & Papers*: Australian and New Zealand Solar Energy Society (ANZSES).
- Absolicon (2018). Absolicon T 160. Enviado por correo electrónico. Consultado el 2018-10-01.
- Al-Salaymeh, A., Al-Rawabdeh, I., & Emran, S. (2010). Economical investigation of an integrated boiler–solar energy saving system in Jordan. *Energy Conversion and Management*, 51(8), 1621–1628.
- Avezova, N., Avezov, R., Ruziev, O., Vakhidov, A., & Suleimanov, S. I. (2013). Longevity characteristics of flat solar water-heating collectors in hot-water-supply systems. part 1. procedure for calculating collector thermal output. *Applied Solar Energy*, 49(1), 7–15.
- Bérriz, L. & Álvarez, M. (2008). Manual para el cálculo y diseño de calentadores solares. *Editorial Cubasolar, La Habana*.
- Borges, R. J., Monzón, J. A. M., & Eras, C. J. J. C. (2015). Selección de un colector solar para aumentar la temperatura del agua de alimentación al generador de vapor de la universidad de cienfuegos. *Universidad y Sociedad*, 7(2).
- Cengel, Y. A. & Boles, M. A. (2015). *Termodinámica (8a)*. McGraw Hill Mexico.
- Cleaver Brooks (2011). Boiler book 2011. Cleaver Brooks Official Website.
- Cole, W. J., Hand, M., Kurup, P., Turchi, C. S., Feldman, D. J., Augustine, C., Sigrin, B., Lantz, E., Stehly, T., et al. (2016). Annual Technology Baseline. *National Renewable Energy Laboratory Publication*.
- Crespo, L., Dobrotkova, Z., Phlibert, C., Richter, C., Simbolotti, G., Turchi, C., & Wenhua, X. (2012). *Renewable Energy Cost Analysis: Concentrating Solar Power*. International Renewable Energy Agency.
- Dikmen, E., Ayaz, M., Ezen, H. H., Küçüksille, E. U., & Şahin, A. Ş. (2014). Estimation and optimization of thermal performance of evacuated tube solar collector system. *Heat and Mass Transfer*, 50(5), 711–719.
- EcoTherm (2011). Product specification and design guide. <http://www.ecotherm.com/upload/files/Produkte/ESC-V6-V12-V18.pdf>. Consultado el 2018-10-07.
- Fernández-García, A., Zarza, E., Valenzuela, L., & Pérez, M. (2010). Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(7), 1695–1721.

- FIFCO (2017). *Reporte Integrado 2016-2017*. Technical report.
- Fischer, S. & Itw, E. (2012). Topic report for wp2 solar thermal collectors performance testing of evacuated tubular. *Quality Assurance in Solar Heating and Cooling Technology*, 7.
- Frein, A., Calderoni, M., & Motta, M. (2014). Solar thermal plant integration into an industrial process. *Energy Procedia*, 48, 1152–1163.
- García, U. (2017). Propuesta de un Sistema de Aprovechamiento del agua residual de cuatro enjuagadoras de botellas PET en Florida BEbidas, Planta Cristal.
- Garg, H. & Datta, G. (1993). Fundamentals and characteristics of solar radiation. *Renewable energy*, 3(4-5), 305–319.
- Guevara, J. L. (1996). Instalación de calderas de vapor en costa rica (1909-1994). *Ingeniería: Revista de la Universidad de Costa Rica*, 6(1), 119–131.
- Hafner, B., Stoppok, O., Zahler, C., Berger, M., Hennecke, K., & Krüger, D. (2014). Development of an integrated solar-fossil powered steam generation system for industrial applications. *Energy Procedia*, (48), 1164–1172.
- Iglesias, J. M. & Morales, J. (2013). Dimensionado de un sistema térmico solar mediante simulación y su validación energética. *Ingeniería Energética*, 34(1), 55–65.
- IMN (2018). Factores de emisión GEI. <http://cglobal.imn.ac.cr>. En línea; Consultado el 02 de Marzo 2019.
- Jorgenson, J., Denholm, P., Mehos, M. S., & Turchi, C. S. (2013). *Estimating the performance and economic value of multiple concentrating solar power technologies in a production cost model*. National Renewable Energy Laboratory Golden, CO.
- Kalogirou, S. A. (2013). *Solar energy engineering: processes and systems*. Academic Press.
- Karamali, M. & Khodabandeh, M. (2017). A distributed solar collector field temperature profile control and estimation using inlet oil temperature and radiation estimates based on iterative extended kalman filter. *Renewable Energy*, 101, 144–155.
- Kittler, R. & Darula, S. (2013). Determination of time and sun position system. *Solar Energy*, 93, 72–79.
- La Gaceta (2019). Alcance N° 6 a la Gaceta N° 6. <https://www.recope.go.cr>. En línea; Consultado el 20 Enero 2019.
- Lüpfert, E., Zarza, E., Geyer, M., Nava, P., Langenkamp, J., Schiel, W., Esteban, A., Osuna, R., & Mandelberg, E. (2003). ‘eurotrough collector qualification complete—performance test results from psa. In *ISES Solar World Congress, Göteborg, Sweden*.
- Mejía, C. M. U. (2007). Cambio del sistema de calentamiento de agua empleando calderas por paneles solares y otros procesos de p+ l. *Producción Más Limpia*, 2(2).
- Mekhilef, S., Saidur, R., & Safari, A. (2011). A review on solar energy use in industries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(4), 1777–1790.

- Mills, S. (2018). Combining solar power with coal-fired power plants, or cofiring natural gas. *Clean Energy*.
- Miranda, Y. (2014). Justificación de la sustitución de una caldera de bunker por una caldera de biomasa por Eco solutions en Bridgestone de Costa Rica. Tecnológico de Costa Rica.
- Monreal, J. A. (2012). Diseño de un concentrador solar lineal tipo fresnel de baja entalpía para calor de procesos.
- Morales, B. (2018). Programa del Curso PF-9306, Taller de Investigación Aplicada.
- Nishi, Y. & Sema, T. (2013). Estimation of exergy efficiency of compound parabolic concentrator under time-varying cloud cover condition. *Solar Energy*, 98, 341–348.
- O'Neill, W. & Lim, C. (1981). Estimation of the energy transfer function of a flat-plate solar water heater system. *Solar Energy*, 27(3), 261–269.
- OPEC (2018). OPEC Basket Price. [http://www.opec.org/opec\\_web/en/data\\_graphs/40.htm](http://www.opec.org/opec_web/en/data_graphs/40.htm). En línea; Consultado el 10 Junio 2017.
- Ouagued, M., Khellaf, A., & Loukarfi, L. (2013). Estimation of the temperature, heat gain and heat loss by solar parabolic trough collector under algerian climate using different thermal oils. *Energy Conversion and management*, 75, 191–201.
- Patel, V., Saha, B., & Chatterjee, K. (2014). Fuel saving in coal-fired power plant with augmentation of solar energy. In *Power, Control and Embedded Systems (ICPCES), 2014 International Conference on* (pp. 1–5).: IEEE.
- Petrecca, G. (2014). *Energy Conversion and Management*. Springer.
- Poder Ejecutivo de Costa Rica (1998). Reglamento de Calderas. Decreto Ejecutivo: 26789.
- Poder Ejecutivo de Costa Rica (2017). Costa Rica supera 98 % de generación renovable por segundo año consecutivo. <https://presidencia.go.cr/comunicados/2017/01/costa-rica-supera-98-de-generacion-renovable-por-segundo-ano-consecutivo/>. En línea; Consultado el 10 Junio 2017.
- Rayaprolu, K. (2012). *Boilers: A practical reference*. Crc Press.
- RECOPE (2018). Manual de productos. <https://www.recope.go.cr/wp-content/uploads/2018/04/Manual-de-Productos-2018.pdf>. En línea; Consultado el 04 Febrero 2019.
- Schenk, H., Dieckmann, S., Berger, M., Zahler, C., Stoppok, O., Schulz, D., & Krüger, D. (2015). Solsteam—innovative integration concepts for solar-fossil hybrid process steam generation. *Energy Procedia*, 69, 1676–1687.
- Sen, Z. (2008). *Solar energy fundamentals and modeling techniques: atmosphere, environment, climate change and renewable energy*. Springer Science & Business Media.
- Shi, F. & Sun, B. M. (2013). A biomass boiler hybrid solar thermal power system in computer aided design. In *Applied Mechanics and Materials*, volume 291 (pp. 238–242).: Trans Tech Publ.

- SkyFuel (2018). Skytrough: Parabolic trough concentrator. [http://www.skyfuel.com/wp-content/uploads/Brochure-SF-SkyTrough\\_EN.pdf](http://www.skyfuel.com/wp-content/uploads/Brochure-SF-SkyTrough_EN.pdf). Consultado el 2018-09-21.
- SolarGis (2018). About solargis. <https://solargis.com/about-us/>. Consultado el 2018-09-21.
- SolarPACES (2018). Concentrating solar power projects.
- Tian, Y. & Zhao, C.-Y. (2013). A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications. *Applied energy*, 104, 538–553.
- Weigl, T. H. (2014). Analysis of the technical potential and profitability of photovoltaic in costa rica. *TU München*.
- Wojcicki, D. J. (2014). *Flat plate solar collector model that utilizes the typical day concept to predict performance output*. PhD thesis, University of Massachusetts Lowell.
- Xu, L., Wang, Z., Li, X., Yuan, G., Sun, F., Lei, D., & Li, S. (2014). A comparison of three test methods for determining the thermal performance of parabolic trough solar collectors. *Solar Energy*, 99, 11–27.
- Yildizhan, H. & Sivrioğlu, M. (2016). Exergy analysis of a vacuum tube solar collector system having indirect working principle. *Thermal Science*, (00), 9–9.
- Órgano de Normalización Técnica (2017). Manual de valores base unitarios por tipología constructiva 2017. <https://www.hacienda.go.cr>. En línea; Consultado el 18 Febrero 2019.

# Anexo A

## Análisis de Energía del Sistema de Vapor

En el siguiente anexo se presentarán varias tablas que indican el origen de los datos sobre los cuales se ha efectuado el análisis de entalpía del sistema. Esta sección brinda claridad acerca del origen de la información que se presenta en la Tabla 3.6.

### Datos del suavizador de agua

La información del suavizador se presenta en la Tabla A.1, en donde:

- La presión de entrada al suavizador es tomada de un manómetro localizado en la tubería de ingreso de agua. La lectura es de 35 psig. Este dato se convierte a presión absoluta y se muestra en bares.
- La presión de salida del equipo se toma de otro manómetro que muestra una lectura de 23 psig. La lectura se debe transformar en presión absoluta y se convierte a bares. La presión tiene pequeñas variaciones a través del tiempo, dependiendo del flujo y de otras variables. No obstante, se toman los valores promedios para el análisis.
- La temperatura de ingreso y salida del agua se toma mediante la medición de la temperatura superficial de la tubería con una pistola láser de temperatura. La medición se efectúa durante el día entre las 11:00 a.m. y 2:00 p.m.
- El flujo promedio de agua se toma a partir de las mediciones de agua de recuperación que se efectuaron durante 3 semanas. Se calcula como el promedio horario de agua de recuperación que ingresa al sistema.
- La entalpía específica se calcula usando el software SteamTab.



Tabla A.1 Variables físicas del suavizador.

Fuente: Elaboración Propia

Punto Específico	E/S	Punto	Presión absoluta (Bar)	Temperatura (°C)	Flujo promedio (m <sup>3</sup> /hr)	Entalpía Específica (kJ/kg)
Suavizador	Entrada	1	3,50	26,0	1,04	109,33
	Salida	2	2,59	26,0	1,04	109,25

## Datos del tanque de condensado

La información del tanque de condensado se presenta en la Tabla A.2, en donde:

- La presión de entrada y salida al tanque de condensado es la misma, pues no sucede un proceso de presurización en el mismo. El tanque tiene un venteo, por lo que se mantiene a presión atmosférica, de modo constante. Se toma la presión atmosférica como 13,2 PSI (0,9 Bar) debido a la altura (993 msnm).
- La temperatura de ingreso y salida del tanque de condensado se toma por medio de la temperatura superficial de las tuberías y de la superficie del tanque. Tras varias mediciones se notó que oscilaba entre 90 y 100 °C. Por tal razón se decidió tomar como referencia la temperatura de saturación a la presión atmosférica descrita. La temperatura de saturación a una presión absoluta de 0,90 bar es de 96,7 °C.
- El flujo promedio de agua en el tanque de condensado se obtuvo al multiplicar la demanda promedio de vapor por el porcentaje de retorno de condensado durante las 3 semanas de medición. Este dato se expresa en m<sup>3</sup>/hr, aunque fue inicialmente calculado en kg/hr.
- La entalpía específica se calcula usando el software SteamTab.

Tabla A.2 Variables físicas del tanque de condensado.

Fuente: Elaboración Propia

Punto Específico	E/S	Punto	Presión absoluta (Bar)	Temperatura (°C)	Flujo promedio (m <sup>3</sup> /hr)	Entalpía Específica (kJ/kg)
T. Condensado	Entrada	3	0,90	96,7	1,69	405,20
	Salida	4	0,90	96,7	1,69	405,20

## Datos del tanque desaereador

La información del tanque desaereador se presenta en la Tabla A.3, en donde:

- La presión de entrada del tanque se puede leer mediante un manómetro. La lectura del mismo es cercana a 5 o 6 psig. Esto sumado a la presión atmosférica y convirtiéndolo a presión absoluta es cercano a 1,35 bar.
- La descarga del tanque se hace 1 metro más abajo de la entrada. Por tal razón, a la presión de entrada al tanque se le suma 1 metro de altura. Este metro asociado a una densidad del agua de  $961,8 \text{ kg/m}^3$  origina una presión de 0,0943 Bar adicional.
- La temperatura de salida se toma por medio de un manómetro ubicado en el tanque y la misma se mantiene alrededor de  $90^\circ\text{C}$ .
- El flujo del tanque desaereador se obtiene al convertir a flujo volumétrico la demanda total horaria de vapor del sistema
- La entalpía específica se calcula usando el software SteamTab.

Tabla A.3 Variables físicas del tanque desaereador.

Fuente: Elaboración Propia

Punto Específico	E/S	Punto	Presión absoluta (Bar)	Temperatura ( $^\circ\text{C}$ )	Flujo promedio ( $\text{m}^3/\text{hr}$ )	Entalpía Específica ( $\text{kJ/kg}$ )
Deaereador	Entrada	5	1,35	72,6	2,73	304,47
	Salida	6	1,44	95,0	2,73	398,13

## Datos de la caldera

La información de la caldera se presenta en la Tabla A.4, en donde:

- La presión tanto en la entrada como en la salida de la caldera es de 95 psig. Al pasar esto a bares y sumarlo con la presión atmosférica (13,2 psia) se obtiene la presión mostrada.
- La temperatura de ingreso a la caldera es la misma que la temperatura de salida del tanque deaereador.
- La temperatura de salida se toma como la temperatura de saturación a dicha presión.

- El flujo promedio de agua de ingreso es idéntica al tanque desaereador.
- La entalpía específica se calcula usando el software SteamTab.

Tabla A.4 Variables físicas de la caldera.

Fuente: Elaboración Propia

Punto Específico	E/S	Punto	Presión absoluta (Bar)	Temperatura (°C)	Flujo promedio (m <sup>3</sup> /hr)	Entalpía Específica (kJ/kg)
Caldera	Entrada	7	7,46	95,0	2,73	398,59
	Salida	8	7,46	167,5	2,73	2765,42

## Anexo B

### Datos de Radiación del IMN

En esta sección se detallan los valores promedios diarios y mensuales de la radiación global horizontal para el año 2016 y 2017. Tal y como se puede observar, ambas tablas reflejan datos coherentes, tenido un porcentaje inferior al 1% en la diferencia de la energía total anual. Adicionalmente, en la Tabla B.3 se puede observar el promedio de la radiación horaria en la zona del aeropuerto Juan Santamaría para los dos años de medición.

Tabla B.1 Datos de radiación del 2016.

Fuente: Obtenida a partir de la información del IMN

Mes	Radiación Global Horizontal [ $\text{kWh}/\text{m}^2$ ]	
	Promedio Diario	Promedio Mensual
Enero	6,17	191,3
Febrero	6,95	201,5
Marzo	6,81	211,0
Abril	6,52	195,7
Mayo	5,04	156,3
Junio	4,81	144,3
Julio	4,67	144,8
Agosto	5,07	157,1
Septiembre	5,07	152,2
Octubre	4,71	146,1
Noviembre	4,00	120,0
Diciembre	4,83	149,9
Año	5,38	1970,1

Tabla B.2 Datos de radiación del 2017.

Fuente: Obtenida a partir de la información del IMN

Radiación Global Horizontal [kWh/m <sup>2</sup> ]		
Mes	Promedio Diario	Promedio Mensual
Enero	6,25	193,7
Febrero	6,71	187,8
Marzo	7,06	218,9
Abril	6,55	196,5
Mayo	4,40	136,4
Junio	4,48	134,5
Julio	4,36	135,0
Agosto	5,01	155,4
Septiembre	5,07	152,0
Octubre	4,34	134,6
Noviembre	4,68	140,4
Diciembre	5,36	166,1
Año	5,35	1951,4

Tabla B.3 Promedio de radiación horaria.

Fuente: Obtenida a partir de la información del IMN

Mes	Radiación Horaria en (W/m <sup>2</sup> )													
	06:00	07:00	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	
Enero	0	60	276	519	725	854	909	884	758	612	411	177	22	
Febrero	0	61	288	561	776	911	973	974	846	682	484	231	42	
Marzo	0	99	347	620	840	966	987	955	811	622	427	216	44	
Abril	10	157	390	630	825	952	971	906	724	501	291	148	32	
Mayo	18	144	335	523	659	773	718	637	503	264	137	73	19	
Junio	20	148	331	493	646	718	653	629	455	295	177	69	14	
Julio	12	129	317	479	611	663	639	601	463	315	182	102	25	
Agosto	11	151	362	563	700	727	721	694	530	334	159	70	18	
Septiembre	14	166	393	620	769	789	769	644	444	268	133	55	5	
Octubre	13	134	335	516	645	698	693	612	471	260	111	41	0	
Noviembre	5	127	312	496	611	643	616	561	468	291	163	49	0	
Diciembre	0	91	301	521	677	750	751	676	561	424	263	92	2	

## Anexo C

# Estimación de la eficiencia térmica de los colectores

En esta sección se detalla el cálculo de eficiencia de los colectores de tubos al vacío y un tipo de concentrador.

### Eficiencia de colectores de tubos al vacío.

Tal y como se presentó en el capítulo 4 se realizaron varias consultas a fichas técnicas y se repilaron 4 variables fundamentales para calcular la eficiencia térmica del colector solar: El área expuesta de los colectores, el coeficiente de pérdida de calor en los tubos, la eficiencia de absorción en los tubos y la emisividad de los mismos.

Teniendo esa información y suponiendo una radiación directa de 800 W/m<sup>2</sup>, se puede generar la Tabla C.1, en donde a la diferencia entre la absorptividad y la emisividad se le restan las pérdidas de calor totales. De acuerdo a lo que indican las fichas técnicas una diferencia de 50 °C entre el aire ambiente y el fluido dentro del colector.

Tabla C.1 Parámetros para calcular la eficiencia.

Fuente: Elaboración Propia

Colector	Área [m <sup>2</sup> ]	ULT [W/m <sup>2</sup> °C]	Absortividad	Radiación [W/m <sup>2</sup> ]	Emisividad
DX NC/NS-30	4,25	0,6	0,92	800	0,06

Esto se expresa en la ecuación C.1.

$$\eta = \frac{G_c \cdot A_c \cdot (\alpha - \varepsilon) - (ULT \cdot A_c \cdot \Delta T)}{G_c \cdot A_c} \quad (C.1)$$

En donde:

$\alpha$ : Absortividad del tubo colector.

$\varepsilon$ : Emisividad del tubo colector.

$A_c$ : Área del colector

$G_c$  : Irradiación de energía en el colector.

$\Delta T$  : Diferencia de temperatura entre el aire ambiente y el fluido dentro del colector.

ULT : Coeficiente de pérdida de calor en tubos al vacío.

### **Eficiencia de concentrador solar.**

Para el concentrador solar de la marca Absolicon la eficiencia se calculó usando la ecuación brindada por Hafner et al. (2014) y de acuerdo con los coeficientes brindados por el fabricante.

$$\eta = \frac{G_c \cdot A_c \cdot \eta_{op} - (u_O \cdot A_c \cdot \Delta T + u_1 \cdot A_c \cdot \Delta T^2)}{G_c \cdot A_c} \quad (C.2)$$

En donde:

$A_c$ : Área del colector

$G_c$  : Irradiación de energía en el colector.

$\eta_{op}$  : Eficiencia óptica del colector.

$\Delta T$  : Diferencia de temperatura entre el aire ambiente y el fluido dentro del colector.

$u_O$  : Coeficiente de pérdida de calor lineal

$u_1$  : Coeficiente de pérdida de calor cuadrático.

Si se toma la irradiación del colector solar como  $800 \text{ W/m}^2$  y tomando en cuenta los coeficientes del fabricante, se puede calcular una eficiencia global del colector. De acuerdo con el fabricante, los coeficientes de pérdida de calor y la eficiencia óptica son:

- $u_O$  :  $0,653 \text{ W/(m}^2 \cdot K)$ .
- $u_1$  :  $0,000 \text{ W/(m}^2 \cdot K^2)$ .
- $\eta_{op}$  :  $0,756$ .



## **Anexo D**

# **Modelos de concentradores solares de garganta parabólica (PTC)**

En esta sección se presenta un resumen de la información provista por NREL (National Renewable Energy Laboratory) y SolarPACES (Solar Power & Chemical Energy Systems) acerca de los diferentes modelos y marcas de concentradores solares de garganta parabólica utilizados en plantas de generación eléctrica alrededor del mundo.

La información es un extracto de lo que se detalla en el sitio web y fue suministrada por SolarPACES (2018). Todos los datos se refieren a equipos PTC que se utilizan para la generación de electricidad en plantas térmicas ("Utility Scale Solar Concentration Power"). En la Tabla D.1 se pueden observar las principales marcas y modelos de concentradores solares de garganta parabólica.

Nótese que en dicha Tabla no aparecen colectores parabólicos de pequeña escala que se utilicen para aplicaciones industriales de calentamiento, sino que se refieren exclusivamente a modelos de concentración solar con tasas de concentración que permiten obtener temperaturas elevadas.

Tabla D.1 Principales fabricantes y modelos de PTC para generación

Fuente: Elaboración propia a partir de SolarPACES (2018).

Fabricante	Modelo	Longitud módulo (m)	Ancho módulo (m)	Nº módulos por SCA	Longitud Total (m)	Proyectos que utilizan este SCA
Aalborg CSP	AAL- TROUGH	12	5,77	12	150	Aalborg CSP Brønderslev CSP with ORC project Abhijeet Solar Project
Ener-t Interna- tional Ltd	Ener-t Inter- national Ltd (ES-3.5)	12	5,77	12	150	
Rioglass (Abengoa)	—	—	—	—	—	Agua Prieta II, Helios I, Helios II Helioenergy I, II
Airlight Energy	Airlight Energy (Pneumatic mirror)	216	12,4	1	216	Airlight Energy Ait- Baha Pilot Plant
TSK Flagsol	HelioTrough	19	6,7	10	191	Andasol-1, 2 & 3, As- texoll II
Archimede So- lar Energy SENER	COMES (ENEA) SENER TROUGH	— 13	— 6,87	— 10	— 130	Archimede Solar Demonstration Facility Arcosol 50, ASTE 1A, ASTE 1B, Manchasol I, Manchasol II
Siemens (Sun- field 6)	Sunfield 6	—	5,77	—	94	Arenales, Borges Ter- mosolar

# **Anexo E**

## **Diseño de dimensiones del parque solar**

En esta sección se explicará en detalle el criterio seguido para determinar el espaciamiento mínimo entre los concentradores solares. En primer lugar se fundamentará la dirección elegida de los colectores solares y posteriormente se calculará el espaciamiento necesario para minimizar el sombreado en los mismos.

### **Dirección de los concentradores solares**

De acuerdo con ?, existen dos orientaciones comunes en la disposición de concentradores solares de garganta parabólica (PTC).

La primera de ellas consiste en que el colector sea montado de este a oeste, para lo cual no requerirá un seguidor solar que opera durante el día. El gran inconveniente de este arreglo es que no se puede aprovechar la irradiación directa en un plano inclinado (seguimiento a través del día), sino que solamente se aprovecha la radiación que llega sobre el plano horizontal. Esta aplicación debería tener un seguidor norte-sur para canalizar de modo correcto la energía incidente en las diferentes estaciones del año.

El otro tipo de orientación radica en una orientación norte sur, de modo que el concentrador tenga un seguidor que enfoque el colector para seguir la trayectoria diaria del sol. Este sistema es el más recomendado y eficiente al tener el la apertura parabólica siempre de modo perpendicular al sol (Ver la parte izquierda de la Figura 2.9). Para este sistema específico se elegirá la orientación norte-sur de los concentradores con un sistema de seguidores que oriente el colector siguiendo la trayectoria diaria del astro solar.

### **Espaciamiento óptimo de los concentradores parabólicos**

En el diseño con orientación norte-sur, el espaciamiento entre filas tiene una importancia primordial, pues la longitud de sombreado proyectado sobre la “garganta” de una fila del PTC depende de la distancia a la que se encuentre la fila de PTC previo. Esto se puede observar en la Figura 5.7.

En la ecuación E.1 se puede observar la ecuación para calcular la distancia de sombreado. Esta ecuación se puede obtener por simple trigonometría al plantear un dibujo como el de la Figura 5.7.

$$H_s = W - (P \cdot \cos(\beta)) \quad (\text{E.1})$$

En donde:

$H_s$ : Porción sombreada del área de apertura.

$W$ : Apertura del concentrador PTC.

$P$ : Distancia entre centros de los colectores parabólicos.

$\beta$ : Ángulo de inclinación del concentrador solar con respecto a la vertical para tener perpendicularidad con los radiación directa incidente.

Para resolver esta ecuación supóngase que se utiliza como factor de diseño que no se tenga sombra entre las 7:30 a.m. y las 4:30 p.m. de modo que se pueda aprovechar toda la radiación solar entre este horario. Suponiendo que el día dura 12 horas (como en el equinoccio) y despreciando las variaciones anuales en ese supuesto debido a la ubicación meridional, se tomaría que  $H_s$  debe ser cero en esas horas.

El ángulo  $\beta$  sería igual a  $67,5^\circ$  (las 12:00 p.m. equivaldría a  $0^\circ$  mientras que las 6:00 p.m. equivaldría a  $90^\circ$ ). Al tomar ese valor de  $\beta$  y hacer  $H_s$  igual a cero se obtiene que:

$$W = P \cdot \cos(\beta) = P \cdot 0,383 \quad (\text{E.2})$$

Si la apertura de los concentradores es de 6 metros de ancho, se requerirá una separación de por lo menos 15 metros de longitud para lograr que no se tenga sombreado en ese intervalo. No obstante, si reducimos el ángulo  $\beta$  a  $60^\circ$  (Ausencia de sombreado de 8:00 a.m. - 4:00 p.m.), se deberá tener una separación de 12 metros de ancho.

$$W = P \cdot \cos(\beta) = P \cdot 0,5 \quad (\text{E.3})$$

En la Tabla E.1 se muestran el espaciamiento requerido para concentradores con una apertura de 6 metros a partir de una cierta cantidad de horas de sol sin sombra.

Para el caso específico de este diseño se elegirá un espaciamiento entre concencontradores de 12 metros, para lograr una ausencia de sombra en la apertura del concentrador por 8 horas (8:00 a 16:00). Para tener una percepción del sombreado por hora que se proyectará sobre los concentradores que tengan una fila por delante se puede hacer referencia a la Tabla E.2. En esta tabla se puede observar que a las 4:30 p.m. se tendrá un sombreado de 1.4 m en la apertura, mientras que a las 5:00 p.m. se tendrá un sombreado de 2.9 metros. No obstante,

Tabla E.1 Separación óptima para evitar el sombreado por una cierta cantidad de horas.

Fuente: Elaboración propia.

Horas sin sombra	Intervalo Diario	Ángulo $\beta$ [°]	Separación para $H_s=0$ [m]
10	7:00 - 17:00	75,0	23,2
9	7:30 - 16:30	67,5	15,7
8	8:00 - 16:00	60,0	12,0
7	8:30 - 15:30	52,5	9,9
6	9:00 - 15:00	45,0	8,5
5	9:30 - 14:30	37,5	7,6
4	10:00 - 14:00	30,0	6,9

tal y como se observa en la Tabla B.3, antes de las 8:00 a.m. y después de las 4:00 p.m. los niveles de radiación descienden considerablemente, por lo que este efecto no se considera significativo.

Tabla E.2 Sombreado por horas en un concentrador solar con  $W=6$  y  $P=12$ .

Fuente: Elaboración propia.

Hora	Separación (P) [m]	Ángulo B [°]	Sombreado ( $H_s$ ) [m]
4:00 p.m.	12	60,0	0,0
4:30 p.m.	12	67,5	1,4
5:00 p.m.	12	75,0	2,9
5:30 p.m.	12	82,5	4,4
6:00 p.m.	12	90,0	6,0

## Anexo F

# Cálculo de potencia térmica solar y estimación de múltiplos solares

En esta sección se explicará de forma detallada la metodología de cálculo para obtener los datos mostrados en la Tabla 5.2. En primer lugar se detallarán los lugares de donde se tomó esta información:

- Demanda de Vapor ( $\dot{m}_v$ ): Obtenido de las Figura 3.4. Se expresará en kg/hr.
- Entalpía específica del agua suavizada ( $h_{as}$ ): Obtenido de la Tabla 3.6. Se expresará en kJ/kg.
- Entalpía específica del condensado ( $h_c$ ): Obtenido de la Tabla 3.6. Se expresará en kJ/kg.
- Entalpía específica del vapor saturado ( $h_{vs}$ ): Obtenido de la Tabla 3.6. Se expresará en kJ/kg.
- Retorno de condensado ( $R_c$ ): Obtenido de las Figuras 3.5, 3.6 y 3.7.
- Eficiencia de los concentradores solares ( $\eta_c$ ): Obtenido de la Tabla 4.6.
- Radiación promedio en periodo central ( $I_{prom}$ ): Se estima como la radiación desde las 10:00 a.m. hasta las 2:00 p.m. Se obtuvo de la Tabla B.3 y se expresa en  $W/m^2$ .
- Factor de pérdidas ( $f_p$ ): Se supone que un 5% de la energía captada por el colector se perderá en pérdidas de aislamiento debido al trasiego del líquido.
- Múltiplo solar ( $S_M$ ): Es una variable adimensional que representa la relación de potencia térmica entre la captación de energía solar y el aprovechamiento instantáneo de esa energía. En este caso, es la relación entre la potencia de los concentradores y la caldera. Se supone múltiplos de 1,0 , 1,5 y 2,0 para efectuar los cálculos.

Tabla F.1 Parámetros básicos para los cálculos de potencia térmica solar.

Fuente: Elaboración propia.

Información básica para potencia térmica	
Demanda promedio de vapor (kg/hr):	3000,0
Entalpía específica del agua suavizada (kJ/kg):	109,2
Entalpía específica del condensado (kJ/kg):	405,2
Entalpía específica del vapor saturado (kJ/kg)	2765,4
Porcentaje de Retorno de Condensado (%):	62
Eficiencia de los colectores solares (%):	73
Radiación estimada en horas pico (kW/m <sup>2</sup> )	0,80
Factor de pérdidas de calor (%)	5
Múltiplos Solares	1,0 , 1,5, 2,0

En la Tabla F.1 se pueden observar los valores de las variables descritas.

Con estos datos, se pueden estimar la energía específica que tiene que añadir la caldera por cada unidad de masa. A esta cantidad le llamaremos la entalpía total aportada por la caldera ( $h_T$ ) y se expresará en kJ/kg. Para calcular la entalpía aportada se usa la ecuación F.1:

$$h_T = h_{vs} - ((h_{as} \cdot (1 - R_C)) + (h_c \cdot R_C)) \quad (F.1)$$

La entalpía total obtenida es de 2472,7 kJ/kg con los valores de la Tabla F.1 en la ecuación F.1. Con este dato se puede calcular la potencia térmica ( $P_{th}$ ) de la caldera al multiplicar la entalpía total por la demanda de vapor (Ecuación F.2):

$$P_{th} = h_T \cdot \dot{m}_v \quad (F.2)$$

La potencia térmica total de la caldera es de 2060 kW. Recordar que se debe hacer el cambio de unidades respectivo y convertir de horas a segundos. Para calcular el área solar requerida ( $A_s$ ) se utiliza la ecuación F.3.

$$A_s = \frac{P_{th} \cdot S_M}{I_{prom} \cdot \eta_c \cdot (1 - f_p)} \quad (F.3)$$

Para calcular la cantidad de colectores sugeridos solamente se divide el área solar requerida ( $A_s$ ) entre el área de un concentrador solar SkyThrough. El mismo tiene 656 m<sup>2</sup>.

Los resultados para las diferentes áreas solares y cantidad de concentrados parabólicos en función de diferentes múltiplos solares se muestra en la Tabla 5.2.

## Anexo G

# Estimación de la energía térmica aprovechable por los concentradores solares

En esta sección se explicará de forma detallada la metodología de cálculo para obtener una estimación de la energía térmica aprovechable que se tendría a la salida de los concentradores solares. Los datos aquí presentados se resumen de manera concisa en la Tabla 5.3.

1. Datos de irradiación solar: La irradiación solar horaria se toma de la información recopilada del Instituto Meteorológico Nacional (IMN). Este organismo brindó una medición de la radiación global horaria en  $\text{MJ/m}^2$  por un periodo de dos años (1 de enero de 2016 hasta el 31 de diciembre de 2017). La información resumida se puede observar en el Anexo B.
2. Factor de irradiación solar en el plano inclinado: A pesar de la ventaja de contar con información medida en piso, no se cuenta con una estimación para la radiación en un plano inclinado. Por tal razón, se vuelve imperativo calcular un factor para irradiación en el plano inclinado. Este dato se podría estimar de acuerdo a la literatura en función del ángulo zenital y azimutal. No obstante, para tener un enfoque más práctico se tomará la información de la Tablas 4.1 y 4.2 y se establecerá una co-relación particular para este caso entre la radiación en un plano horizontal y la radiación en un plano inclinado. Nótese que este procedimiento se hace con el objetivo de obtener una estimación de la radiación global en un plano inclinado desde una perspectiva horaria. De otro modo, esta información no podría calcularse con los datos actuales. Esta suposición implica lo siguiente:
  - Se asume que a nivel horario durante el mes no habrá diferencia entre la radiación global y la inclinada. Esto constituye una fuente de error pues tenderá a inflar la radiación en horas cercanas al mediodía en donde la radiación global es muy similar a la radiación en un plano inclinado. No obstante, esta estimación se utilizará únicamente para hacer una primera aproximación del dimensionamiento del sistema solar y definir la potencia máxima de cada SCA. Se asume que la



relación entre radiación global e indirecta se mantendrá relativamente constante a través de los días del mes.

3. Factor de irradiación directa: Al igual que sucede con el punto anterior, los datos anteriores del IMN no nos permiten conocer con exactitud la radiación directa que incide sobre el concentrador solar. Por esta razón, se debe utilizar un factor para depreciar el valor por la radiación indirecta implícita en la medición. Esto también se logra mediante la información en la Tabla 4.2.
4. Eficiencia óptica del concentrador: La eficiencia óptica de los concentradores solares SkyFuel es cercana al 0,97 (de acuerdo con el fabricante). No obstante, la eficiencia térmica global emitida por la ficha técnica engloba a la eficiencia óptica, por lo que este último parámetro no se tomará en cuenta en el cálculo.

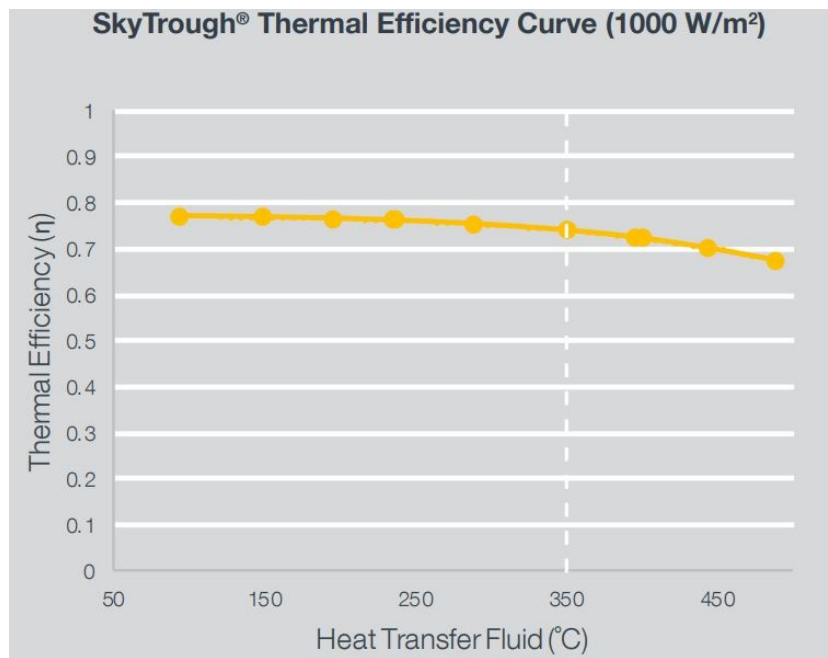


Fig. G.1 Eficiencia del concentrador solar.

Fuente: Obtenido de SkyFuel (2018).

5. Eficiencia térmica del SCA: De acuerdo a la Figura G.1 el concentrador solar tiene una eficiencia cercana al 0,73 para temperatura cercanas a 350  $^{\circ}\text{C}$  con 1000  $\text{W}/\text{m}^2$  de irradiación. No obstante, las condiciones del sitio no aseguran una irradiación de 1000  $\text{W}/\text{m}^2$  de modo sostenido. Por otra parte, no se tiene lucidez acerca de la temperatura de salida del fluido térmico. Esta variable dependerá del flujo volumétrico que pase por el receptor. No obstante, para iniciar la primera aproximación se elegirá 300  $^{\circ}\text{C}$  de salida

en los concentradores solares y se dejará el flujo como una variable dependiente. Esta temperatura permitirá tener un diferencial bastante amplio para el fluido térmico (25 °C en la entrada agua vs 300 °C en el fluido térmico). Con esta estimación, y teniendo en cuenta una radiación global en plano inclinado promedio de 872 W/m<sup>2</sup> entre las 6 horas con más radiación, se puede tomar como un valor de eficiencia aceptable un 0,65.

6. Factor de sombra por concentradores cercanos: Debido a la cercanía entre los concentradores solares, se proyectará una sombra en los mismos cuando el sol vaya inclinándose hacia el oeste. Esta sombra empezará a afectar la eficiencia cuando el ángulo zenital sea superior a 60°. Por este motivo se debe definir un factor que imponga un decremento por este motivo. Ver Figura 5.7.

## Datos de Irradiación solar

La estimación inicia con los datos de la Tabla B.3 que se encuentra en el Anexo B.

## Factor de Irradiación solar en el plano inclinado

Para calcular este factor se inicia con la información de la Tablas 4.1 y 4.2. En la primera Tabla se indica que la irradiación anual global en el plano horizontal es de 2012 kWh/m<sup>2</sup>. En la segunda se tiene que el dato de irradiación global en el plano inclinado es de 2539 kWh/m<sup>2</sup>. Al dividir el segundo entre el primero se podría obtener un factor de 1,26, tal y como se muestra en la Tabla G.1. Y se podría multiplicar por la irradiación global diaria para obtener el aumento. Esta estimación nos permitiría cuantificar energía pero no sería acertada en términos de potencia. Esto se debe a que la irradiación de las 12:00 p.m. recibiría un factor de corrección por plano inclinado idéntico al de la irradiación de la franja horaria de las 6:00 p.m. Esto es incorrecto, pues a mediodía la irradiación global en plano horizontal debería ser más semejante a la radiación promedio.

Por esta razón, los factores de irradiación en el plano inclinado dependerán de la altura solar. La altura solar se denota con el ángulo  $\alpha$  en la Figura 2.3. Este ángulo es complemento del ángulo zenital, el cual también se observa en la misma figura.

Para calcular la altura solar se puede utilizar una ecuación que dependa de la latitud, el ángulo solar de inclinación latitudinal, y el ángulo horario. Con esta ecuación se podría estimar la altitud solar para cada momento del día y para cada mes, con el fin de determinar en cuales momentos se debe tener un factor de corrección para la irradiación en el plano inclinado que sea más significativo en relación a otros.

De acuerdo con Kittler & Darula (2013) la ecuación que determina esta relación es:

Tabla G.1 Datos para cálculo de factor de irradiación en plano inclinado.

Fuente: Elaboración Propia

Variable	Valor
Irrad. Global Anual PH [kWh/m <sup>2</sup> ]	2012
Irrad. Global Anual PI [kWh/m <sup>2</sup> ]	2536
Factor de Corrección	1,26
Irradiación Global Diaria Promedio PH [kWh/m <sup>2</sup> ]	64,58
Irradiación Global Diaria Promedio PI [kWh/m <sup>2</sup> ]	81,50
Aumento en Irradiación Global Diaria PI [kWh/m <sup>2</sup> ]	16,92

$$\sin \alpha = \sin \delta \cdot \sin \phi + \cos \delta \cdot \cos \phi \cdot \cos \tau \quad (\text{G.1})$$

En donde:

$\delta$  = Ángulo de inclinación latitudinal. Este valor describe la latitud a la que el sol es perpendicular en un momento específico del año. El 21 de diciembre su valor es de  $-23.45^\circ$ , mientras que el 21 de junio su valor es de  $23.45^\circ$ .

$\phi$  = Es la latitud del lugar donde la evaluación toma lugar. Para este caso se tomará un valor de  $10^\circ 0' 18.44''$  N (Ver Sección 4.1).

$\tau$  = Es el ángulo horario. Tal y como su nombre lo indica, depende de la hora y su valor es de  $90^\circ$  a las 6:00 a.m. y de  $0^\circ$  a las 12:00 p.m.

$\alpha$  = Altitud solar.

Con dicha ecuación se puede obtener el ángulo  $\alpha$ , para determinar su coseno y comparar las inclinaciones del sol en los diferentes meses del año a diferentes horas. En la Tabla G.2 se muestran los ángulos solares por hora para cada mes del año.

Tabla G.2 Altitud Solar para meses y horas [°].

Fuente: Elaboración Propia

Variable	Ángulo incli- nación	06:00	07:00	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00
Hora promedio	-	5,5	6,5	7,5	8,5	9,5	10,5	11,5	12,5	13,5	14,5	15,5	16,5	17,5
Ángulo Horario (°)	-	97,5	82,5	67,5	52,5	37,5	22,5	7,5	7,5	22,5	37,5	52,5	67,5	82,5
Enero	-21,27	-10,53	3,26	16,75	29,71	41,69	51,71	57,87	57,87	51,71	41,69	29,71	16,75	3,26
Febrero	-13,29	-9,50	4,89	19,08	32,93	46,09	57,73	65,55	65,55	57,73	46,09	32,93	19,08	4,89
Marzo	-2,82	-7,87	6,88	21,58	36,17	50,52	64,18	75,16	75,16	64,18	50,52	36,17	21,58	6,88
Abril	9,41	-5,65	8,93	23,59	38,30	53,05	67,82	82,58	82,58	67,82	53,05	38,30	23,59	8,93
Mayo	18,79	-3,77	10,23	24,38	38,57	52,71	66,53	78,60	78,60	66,53	52,71	38,57	24,38	10,23
Junio	23,31	-2,83	10,76	24,51	38,26	51,83	64,73	74,88	74,88	64,73	51,83	38,26	24,51	10,76
Julio	21,52	-3,20	10,56	24,47	38,42	52,24	65,52	76,42	76,42	65,52	52,24	38,42	24,47	10,56
Agosto	13,78	-4,79	9,57	24,04	38,58	53,15	67,67	81,74	81,74	67,67	53,15	38,58	24,04	9,57
Septiembre	2,22	-6,99	7,77	22,54	37,29	51,95	66,33	79,23	79,23	66,33	51,95	37,29	22,54	7,77
Octubre	-9,60	-8,96	5,61	20,04	34,21	47,85	60,24	69,03	69,03	60,24	47,85	34,21	20,04	5,61
Noviembre	-19,15	-10,28	3,70	17,40	30,62	42,93	53,37	59,93	59,93	53,37	42,93	30,62	17,40	3,70
Diciembre	-23,34	-10,77	2,82	16,10	28,80	40,44	50,05	55,87	55,87	50,05	40,44	28,80	16,10	2,82

Para cada uno de esos ángulos se puede obtener el coseno de los mismos. Entre más cercano a cero el ángulo, más cercano a 1 será el coseno. Entre más alto el coseno más elevado será la corrección en irradiación del plano inclinado. Estos factores deberán sumar un 100% de corrección que debe ser igual a 16.92 kWh/m<sup>2</sup>.

Para sacar el porcentaje de peso de esa corrección basado en la altitud solar se utilizó la siguiente ecuación:

$$Fcos_{i,j} = \frac{\cos \alpha_{i,j}}{\sum_{j=1}^{12} \left( \sum_{i=1}^n \cos \alpha_{i,j} \right)} \quad (G.2)$$

$Fcos_{i,j}$  = Es el factor porcentual por altitud solar para cada hora de cada mes.

$j$  = Representa los meses del año.

$i$  = Representa las horas

$\alpha$  = Altitud solar.

Sin embargo, también se debe considerar el valor absoluto de la radiación, pues a pesar de que entre dos horas se puede tener la misma altitud solar, no necesariamente debería corregirse en las mismas cantidades absolutas pues una hora del día tendrá más radiación que otra. Por esta razón, la corrección en irradiación también dependerá de la magnitud de la radiación por hora. De la Tabla B.3 se desprenden los siguientes valores de peso para cada hora de radiación solar:

Tabla G.3 Factor de peso horario para irradiación solar.

Fuente: Elaboración Propia

Hora	Valor porcentual (%)
6:00	0,16
7:00	2,27
8:00	6,17
9:00	10,13
10:00	13,13
11:00	14,62
12:00	14,56
13:00	13,58
14:00	10,89
15:00	7,54
16:00	4,55
17:00	2,05
18:00	0,35

En función del factor porcentual de altitud solar y del factor de peso horario se obtiene el porcentaje de corrección global con la siguiente ecuación:

$$P_{corr_{i,j}} = \frac{F_{cos_{i,j}} \cdot V_{hor}}{\sum_{j=1}^{12} \left( \sum_{i=1}^n F_{cos_{i,j}} \cdot V_{hor} \right)} \quad (G.3)$$

$F_{cos_{i,j}}$  = Es el factor porcentual por altitud solar para cada hora de cada mes.

$j$  = Representa los meses del año.

$i$  = Representa las horas.

$V_{hor}$  = Valor porcentual horario de radiación.

$P_{corr_{i,j}}$  = Porcentaje de corrección global.

Con estos porcentajes de corrección ( $P_{corr_{i,j}}$ ) se puede obtener el valor absoluto de corrección, al multiplicarlo por el dato total de corrección que es igual a 16 920 Wh/m<sup>2</sup>.

Al conocer la energía térmica solar que se corregirá para cada hora de cada mes es simple calcular el factor de irradiación solar en el plano inclinado Wh/m<sup>2</sup>.

Para ejemplificar mejor esta metodología se hará un pequeño ejemplo:

Desde las 7:00 a.m. hasta las 8:00 a.m. de un día en enero se tienen 276 Wh/m<sup>2</sup> de irradiación global (Tabla B.3). La altitud solar es de 16,75° y el coseno del ángulo es de 0,958. Al ponderar ese valor mediante la ecuación G.2 se obtiene que el 0,95% del total de radiación adicional se debería corregir en ese punto ( $F_{cos}$ ). Ese factor porcentual por altitud solar se debe ponderar de nuevo mediante los factores de peso para cada hora (Tabla G.3), usando la ecuación G.3. El porcentaje de corrección global es de 0,872% de los 16 920 Wh/m<sup>2</sup>, lo que representa 147 Wh/m<sup>2</sup> adicionales. En total, la radiación en el plano inclinado será de 423 Wh/m<sup>2</sup>.

El factor de irradiación solar en el plano inclinado se obtiene con los datos de 276 Wh/m<sup>2</sup> y de 423 Wh/m<sup>2</sup>, para dar un valor de 1,53.

En la siguiente Tabla se observan los factores de irradiación solar en el plano inclinado:

Tabla G.4 Factores de irradiación en plano inclinado.

Fuente: Elaboración Propia

Mes	06:00	07:00	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00
Enero	0,00	1,94	1,53	1,42	1,34	1,26	1,21	1,20	1,22	1,23	1,24	1,27	1,38
Febrero	0,00	1,92	1,50	1,38	1,29	1,21	1,15	1,14	1,17	1,19	1,20	1,21	1,20
Marzo	0,00	1,57	1,41	1,33	1,25	1,16	1,09	1,09	1,15	1,19	1,21	1,22	1,20
Abril	1,00	1,35	1,36	1,31	1,24	1,14	1,05	1,05	1,14	1,22	1,30	1,32	1,26
Mayo	1,00	1,39	1,42	1,38	1,30	1,19	1,10	1,10	1,21	1,43	1,64	1,63	1,45
Junio	1,00	1,37	1,42	1,40	1,31	1,22	1,14	1,14	1,25	1,39	1,50	1,67	1,61
Julio	1,00	1,43	1,44	1,41	1,33	1,23	1,13	1,13	1,24	1,36	1,49	1,45	1,34
Agosto	1,00	1,37	1,39	1,35	1,28	1,19	1,07	1,07	1,19	1,34	1,55	1,66	1,46
Septiembre	1,00	1,34	1,36	1,32	1,26	1,18	1,09	1,10	1,24	1,43	1,67	1,85	2,85
Octubre	1,00	1,42	1,43	1,40	1,34	1,26	1,19	1,20	1,28	1,48	1,84	2,17	3,16
Noviembre	1,00	1,44	1,47	1,44	1,39	1,34	1,29	1,30	1,34	1,47	1,60	1,99	0,00
Diciembre	0,00	1,62	1,49	1,42	1,37	1,31	1,27	1,28	1,31	1,34	1,38	1,53	4,85

## Factor de Irradiación directa

A diferencia de la sección anterior, el factor de irradiación directa no tiene un elaborado desarrollo. Debido a que los factores que inciden al bloquear la radiación directa (e.g. humedad, nubosidad) no son fácilmente predecibles, este factor se estima de los datos de la Tabla 4.2. Se puede observar que la irradiación global diaria es de  $6.95 \text{ kWh/m}^2$ , mientras que la irradiación difusa es de  $2.28 \text{ kWh/m}^2$ . Con estos datos podemos obtener un valor de 0.672 como factor de irradiación directa que sale de la siguiente ecuación:

$$F_{id} = \frac{G_{id} - D_{id}}{G_{id}} \quad (\text{G.4})$$

Para cada mes se obtiene un factor de irradiación directa (Siempre menor a 1) que sale de estas dos columnas de dicha tabla ( $G_{im}$  y  $D_{id}$ ).

## Eficiencia térmica del SCA

La eficiencia térmica del SCA (sin incluir las pérdidas por tuberías o por transmisión) se estima en 0.65. Esto se discutió anteriormente.

## Factor de sombra por concentradores cercanos

El factor de sombra se puede apreciar en la Tabla G.5. Después de las 8:00 a.m. y antes de las 4:00 p.m. no se tendrá afectación con el factor de sombra.

Esta información se desprende del análisis efectuado en el Anexo E. Para estimar los factores de sombra se toma en cuenta la amplitud del concentrador ( $W$ ) y el área sombreada a las horas intermedias ( $H_s$ ).

Una vez que se ha explicado en detalle la manera en la que se calculan los diferentes factores para la estimación de la energía térmica aprovechable, solamente queda multiplicar los datos originales por los factores descritos anteriormente. La totalidad de energía térmica aprovechable por hora y por día se puede resumir en la Tabla G.6.

Tal y como se observa, ha habido una enorme reducción en la energía térmica aprovechable por unidad de área que realmente podría ser útil. Al hacer uso de esta tabla se deben tener en mente varias consideraciones:

1. Los datos mostrados son una estimación basada en la información que se tiene a disposición. Esta información servirá para dimensionar el tamaño que podrá tener la instalación de concentración solar basada en una producción de escala.



2. Solamente se aprovecharían 35 077 Wh/m<sup>2</sup> de los 64 584 kWh/m<sup>2</sup> que se irradian de manera promedio cada uno de los doce días promedios del año.
3. Los datos mostrados no constituyen la energía total para cada mes del año. Por el contrario, muestran la energía que en promedio se podría aprovechar cada uno de los días de un mes específico a una hora concreta.
4. Del total de energía irradiada se podría aprovechar solamente un 54,3% de la energía.

Tabla G.5 Factor de sombra horaria.

Fuente: Elaboración Propia

Hora	Factor de sombra
6:00	0,00
7:00	0,27
8:00	0,77
9:00	1,00
10:00	1,00
11:00	1,00
12:00	1,00
13:00	1,00
14:00	1,00
15:00	1,00
16:00	1,00
17:00	0,77
18:00	0,27

Tabla G.6 Aprovechamiento solar final del concentrador.

Fuente: Elaboración Propia

Mes	6:00	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00
Enero	0	44	210	367	481	536	548	528	460	374	253	86	4
Febrero	0	46	220	391	508	560	569	565	502	412	294	109	7
Marzo	0	59	243	409	521	559	537	518	462	369	258	101	7
Abril	1	75	242	377	465	496	464	433	377	280	173	68	5
Mayo	2	62	192	291	347	371	319	285	247	153	91	37	3
Junio	2	60	182	267	327	337	289	277	220	159	103	34	2
Julio	1	53	171	253	303	304	270	254	215	161	101	43	3
Agosto	1	61	191	289	342	330	295	283	241	170	94	34	3
Septiembre	2	69	215	330	390	376	337	285	223	154	90	32	1
Octubre	1	57	187	282	336	342	321	285	236	150	80	27	1
Noviembre	1	58	189	294	351	355	329	302	260	177	107	31	1
Diciembre	0	52	205	339	423	450	436	396	336	259	166	50	1

# Anexo H

## Lista de Componentes Electromecánicos de la Instalación

En esta sección se presenta la lista de componentes electromecánicos de toda la instalación solar en relación a todo lo que incluye bombas, válvulas, sensores, medidores de flujo, manómetros, intercambiadores de calor, tanques y termómetros.

Tabla H.1 Componentes Electromecánicos para Instalación Solar.

Fuente: Elaboración propia.

Sistema	Código	Componente	Estado
Aceite Térmico	O-P01	Bomba Vertical de Aceite Térmico # 1	Nuevo
	O-P02	Bomba Vertical de Aceite Térmico # 2	Nuevo
	O-T01	Termómetro de Aceite # 1 (Salida de las bombas)	Nuevo
	O-T02	Termómetro de Aceite # 2 (Salida de las bombas)	Nuevo
	O-T03	Termómetro de Aceite # 3 (Entrada a los concentradores)	Nuevo
	O-T04	Termómetro de Aceite # 4 (Salida de los concentradores)	Nuevo
	O-T05	Termómetro de Aceite # 5 (Llegada al Tanque de Generación Vapor)	Nuevo
	O-T06	Termómetro de Aceite # 6 (Salida del Tanque de Generación Vapor)	Nuevo
	O-T07	Termómetro de Aceite # 7 (Salida del Tanque de Precalentamiento)	Nuevo
	O-F01	Medidor de Flujo de Aceite ( A la salida del tanque de expansión)	Nuevo
	O-M01	Manómetro del Tanque de Expansión	Nuevo
Continúa en página siguiente			

**Tabla H.1 – Continua desde página anterior**

<b>Sistema</b>	<b>Código</b>	<b>Componente</b>	<b>Estado</b>
	O-M02	Manómetro de Salida de las Bombas	Nuevo
	O-M03	Manómetro del Tanque de Generación de Vapor	Nuevo
	O-E01	Tanque de Expansión	Nuevo
	O-V01	Válvula de salida de la bomba Vertical # 1	Nuevo
	O-V02	Válvula de salida de la bomba Vertical # 2	Nuevo
	O-V03	Válvula de entrada general concentradores	Nuevo
	O-V04	Válvula de entrada SCA # 1	Nuevo
	O-V05	Válvula de entrada SCA # 2	Nuevo
	O-V06	Válvula de entrada SCA # 3	Nuevo
	O-V07	Válvula de salida SCA # 1	Nuevo
	O-V08	Válvula de salida SCA # 2	Nuevo
	O-V09	Válvula de salida SCA # 3	Nuevo
	O-V10	Válvula de salida general concentradores	Nuevo
	O-V11	Válvula neumática de entrada al Tanque generador de vapor	Nuevo
	O-V12	Válvula de salida al Tanque generador de vapor	Nuevo
	O-V13	Válvula neumática de desvío Tanque generador de vapor	Nuevo
	O-V14	Válvula neumática de entrada al Intercambiador de precalentamiento	Nuevo
	O-V15	Válvula de salida al Intercambiador de precalentamiento	Nuevo
	O-V16	Válvula neumática de desvío del Intercambiador de precalentamiento	Nuevo
	O-V17	Válvula de entrada al tanque de expansión	Nuevo
	O-V18	Válvula de salida al tanque de expansión	Nuevo
	O-V19	Válvula de entrada de la bomba Vertical # 1	Nuevo
	O-V20	Válvula de entrada de la bomba Vertical # 2	Nuevo
	O-V21	Válvula de seguridad del Tanque Generador de Vapor	Nuevo
Vapor	S-C01	Control de Combustión de Caldera	Existente
	S-H01	Tanque de generación de vapor	Nuevo
	S-H02	Caldera de vapor	Existente

Continúa en página siguiente

Tabla H.1 – Continua desde página anterior

Sistema	Código	Componente	Estado
	S-V01	Válvula neumática de salida de tanque de generación de vapor	Nuevo
	S-V02	Válvula salida de caldera	Existente
	S-V03	Válvula modulante de entrada Tanque deaerador	Existente
	S-T01	Termómetro del Vapor	Nuevo
	S-M01	Manómetro de Vapor (Transductor)	Existente
	S-F01	Medidor de Vapor	Existente
	S-S01	Sensor de Nivel de la Caldera	Existente
	S-S02	Sensor de Nivel de Seguridad de la Caldera	Existente
	S-S03	Sensor de Nivel del Tanque de Generación de Vapor	Nuevo
	S-S04	Sensor de Nivel de Seguridad del Tanque de Generación de Vapor	Nuevo
Condensado - Agua de- gasificada	C-E01	Tanque de Condensado Principal	Existente
	C-P01	Bomba de Condensado # 1	Existente
	C-P02	Bomba de Condensado # 2	Existente
	C-E02	Tanque de Degasificación	Existente
	C-P03	Bomba de Alimentación Caldera # 1	Existente
	C-P04	Bomba de Alimentación Caldera # 2	Existente
	C-P05	Bomba de Alimentación Tanque de Generación de Vapor	Nuevo
	C-V01	Válvula de salida del Tanque de Condensado	Existente
	C-V02	Válvula de entrada Bomba de Condensado # 1	Existente
	C-V03	Válvula de entrada Bomba de Condensado # 2	Existente
	C-V04	Válvula de Salida Bomba de Condensado # 1	Existente
	C-V05	Válvula de Salida Bomba de Condensado # 2	Existente
	C-V06	Válvula de entrada de condensado al degasificador	Existente
	C-V07	Válvula modulante de agua precalentada	Existente
	C-V08	Válvula de salida del Tanque de Degasificación	Existente
	C-V09	Válvula de entrada Bomba de Alimentación Caldera # 1	Existente
Continúa en página siguiente			

**Tabla H.1 – Continua desde página anterior**

<b>Sistema</b>	<b>Código</b>	<b>Componente</b>	<b>Estado</b>
	C-V10	Válvula de entrada Bomba de Alimentación Caldera # 2	Existente
	C-V11	Válvula de Salida Bomba de Alimentación Caldera # 1	Existente
	C-V12	Válvula de Salida Bomba de Alimentación Caldera # 2	Existente
	C-V13	Válvula de Entrada de Agua a la Caldera	Existente
	C-V14	Válvula de entrada a la Bomba de Alimentación Tanque de Generación de Vapor	Nuevo
	C-V15	Válvula de salida a la Bomba de Alimentación Tanque de Generación de Vapor	Nuevo
	C-V16	Válvula de entrada al Tanque de Generación de Vapor	Nuevo
	C-V17	Válvula antiretorno para Bomba de Condensado # 1	Existente
	C-V18	Válvula antiretorno para Bomba de Condensado # 2	Existente
	C-V19	Válvula antiretorno para Bomba de Alimentación de Caldera # 1	Existente
	C-V20	Válvula antiretorno para Bomba de Alimentación de Caldera # 2	Existente
	C-V21	Válvula antiretorno para Bomba de Alimentación Tanque de Alimentación de Vapor	Existente
	C-M01	Manómetro de Bomba de Alimentación de Caldera # 1	Existente
	C-M02	Manómetro de Bomba de Alimentación de Caldera # 2	Existente
	C-M03	Manómetro de Tanque de Degasificación (Transductor)	Nuevo
	C-S01	Sensor de Nivel del Tanque Degasificador	Existente
	C-S02	Sensor de Nivel de Seguridad del Tanque Degasificador	Existente
	C-S03	Sensor de Nivel de Tanque de Condensado	Existente

Continúa en página siguiente

**Tabla H.1 – Continua desde página anterior**

<b>Sistema</b>	<b>Código</b>	<b>Componente</b>	<b>Estado</b>
Agua Suavizada	W-T01	Termómetro del agua suavizada (Transductor)	Nuevo
	W-M01	Manómetro del agua suavizada	Existente
	W-H01	Intercambiador de Calor de Precalentamiento	Nuevo
	W-V01	Válvula para entrada del agua suavizada	Existente
	W-F01	Medidor de Flujo de Agua	Nuevo
	W-V02	Válvula antiretorno para agua suavizada	Existente
	W-V03	Válvula de seguridad del intercambiador para agua suavizada	Nuevo
	W-E01	Suavizador de Agua	Existente

# **Anexo I**

## **Diagramas de Proceso y Vista de Planta**

A continuación se presenta el diagrama de proceso unificado del proceso, en conjunto con un plano de una vista de planta para la distribución de las principales tuberías.



(Página en blanco)

(Página en blanco)

## Anexo J

# Cálculo del Beneficio Económico por Ahorro en Compensación

En esta sección se presenta el cálculo del beneficio obtenido por compensación de la huella de carbono.

Para minimizar la complejidad del cálculo se hará uso de los factores de emisión de gases de efecto invernadero (GEI) publicados por el IMN en su publicación anual. Estos factores se pueden encontrar en IMN (2018).

De acuerdo con el IMN el búnker genera 3,101 kg de CO<sub>2</sub> por cada litro de combustible consumido. En la Tabla 5.5 se menciona que cada SCA tendrá un ahorro de combustible anual de 79 171 litros anuales. Sin embargo, ese dato se triplicará ante la instalación de 3 SCA.

Por otra parte, la empresa compensa cada tonelada de carbono anualmente mediante el mercado doméstico voluntario de carbono de Costa Rica, cuyo costo aproximado de compensación es de \$3 por cada tonelada.

Con la información anteriormente brindada se puede obtener la disminución de emisiones de carbono que el se tendrá como resultado de la instalación del sistema de concentración solar. Al multiplicar este valor por el costo de compensación (mencionado anteriormente) se estima el beneficio anual del proyecto por el rubro de ahorro en emisiones de carbono.

Tabla J.1 Ahorro en emisiones y beneficio por compensación del proyecto solar.

Fuente: Elaboración propia.

Variable	Cantidad
Factor de Emisión del Bunker C (kg de CO <sub>2</sub> /l):	3,101
Ahorro anual de combustible (l) :	237 513
Disminución de emisiones (Ton CO <sub>2</sub> ):	736,5
Costo por compensación (\$/Ton CO <sub>2</sub> )	3
Beneficio anual del proyecto por compensación (\$)	2 210

La Tabla J.1 muestra que se tendrá un ahorro en toneladas de carbono de 736,5 y un beneficio económico asociado de \$2 210 anuales.

# Anexo K

## Escenarios del Análisis Económico

A continuación se presentan los tres modelos del análisis económico. Como se mencionó en el cuerpo principal del documento, estos dependen del financiamiento. La Tabla K.1 resume de manera comparativa los principales indicadores del proyecto.

Tabla K.1 Resumen de valores financieros de cada escenario.

Fuente: Elaboración propia.

Valor	Escenario 1	Escenario 2	Escenario 3
VAN (\$)	(69 645,31)	(87 371,30)	(100 665,78)
TIR	9,38%	7,53%	2,26%
Tasa de Descuento	11%	11%	11%
Porcentaje de Financiamiento	0%	40%	70%
Costo de Seguro (Con respecto a la inversión)	0,5%	0,5%	0,5%
Tasa de Financiamiento	12%	12%	12%
Periodo Simple de Recuperación	8,9	10,2	15,9

Tabla K.2 Desglose del Análisis Económico sin Financiamiento.

Fuente: Elaboración propia.

Concepto	0	1	2	3	...	19	20
<b>Inversión Total</b>							
Inversión SCA (\$)	(375 000,00)						
Inversión Equipo electromecánico (\$)	(136 967,00)						
Inversión Lógica de Control (\$)	(35 510,00)						
Estimación de Costos Puesta en Marcha (\$)	(8 750,00)						
Inversión Instalación (\$)	(10 000,00)						
Otros Costos (\$)	(5 000,00)						
Inversión Obra Gris (\$)	(172 710,00)						
<b>Costos de Operación y Mantenimiento</b>							
Operación del Personal (\$)		(4 992,00)	(4 992,00)	(4 992,00)		(4 992,00)	(4 992,00)
Costos de Mantenimiento (\$)		(14 878,74)	(14 878,74)	(14 878,74)		(14 878,74)	(14 878,74)
Seguros (Insurance) (\$)		(3 719,69)	(3 719,69)	(3 719,69)		(3 719,69)	(3 719,69)
<b>Beneficios Económicos</b>							
Ahorro de Combustible (\$)		105 093,00	105 093,00	105 093,00		105 093,00	105 093,00
Ahorro por Compensación (\$)		2 210,00	2 210,00	2 210,00		2 210,00	2 210,00
<b>Financiamiento (\$)</b>	-	-	-	-		-	-
<b>Flujo de Efectivo (\$)</b>	(743 937,00)	83 712,58	83 712,58	83 712,58		83 712,58	83 712,58

Tabla K.3 Desglose del Análisis Económico con 40% Financiamiento.

Fuente: Elaboración propia.

Concepto	0	1	2	3	...	19	20
<b>Inversión Total</b>							
Inversión SCA (\$)	(375 000,00)						
Inversión Equipo electromecánico (\$)	(136 967,00)						
Inversión Lógica de Control (\$)	(35 510,00)						
Estimación de Costos Puesta en Marcha (\$)	(8 750,00)						
Inversión Instalación (\$)	(10 000,00)						
Otros Costos (\$)	(5 000,00)						
Inversión Obra Gris (\$)	(172 710,00)						
<b>Costos de Operación y Mantenimiento</b>							
Operación del Personal (\$)		(4 992,00)	(4 992,00)	(4 992,00)		(4 992,00)	(4 992,00)
Costos de Mantenimiento (\$)		(14 878,74)	(14 878,74)	(14 878,74)		(14 878,74)	(14 878,74)
Seguros (Insurance) (\$)		(3 719,69)	(3 719,69)	(3 719,69)		(3 719,69)	(3 719,69)
<b>Beneficios Económicos</b>							
Ahorro de Combustible (\$)		105 093,00	105 093,00	105 093,00		105 093,00	105 093,00
Ahorro por Compensación (\$)		2 210,00	2 210,00	2 210,00		2 210,00	2 210,00
<b>Financiamiento (\$)</b>	297 574,80	(39 838,95)	(39 838,95)	(39 838,95)		(39 838,95)	(39 838,95)
<b>Flujo de Efectivo (\$)</b>	(446 362,20)	43 873,62	43 873,62	43 873,62		43 873,62	43 873,62

Tabla K.4 Análisis Económico con 70% de financiamiento

Concepto	0	1	2	3	...	19	20
<b>Inversión Total</b>							
Inversión SCA (\$)	(375 000,00)						
Inversión Equipo electromecánico (\$)	(136 967,00)						
Inversión Lógica de Control (\$)	(35 510,00)						
Estimación de Costos Puesta en Marcha (\$)	(8 750,00)						
Inversión Instalación (\$)	(10 000,00)						
Otros Costos (\$)	(5 000,00)						
Inversión Obra Gris (\$)	(172 710,00)						
<b>Costos de Operación y Mantenimiento</b>							
Operación del Personal (\$)		(4 992,00)	(4 992,00)	(4 992,00)		(4 992,00)	(4 992,00)
Costos de Mantenimiento (\$)		(14 878,74)	(14 878,74)	(14 878,74)		(14 878,74)	(14 878,74)
Seguros (Insurance) (\$)		(3 719,69)	(3 719,69)	(3 719,69)		(3 719,69)	(3 719,69)
<b>Beneficios Económicos</b>							
Ahorro de Combustible (\$)		105 093,00	105 093,00	105 093,00		105 093,00	105 093,00
Ahorro por Compensación (\$)		2 210,00	2 210,00	2 210,00		2 210,00	2 210,00
<b>Financiamiento (\$)</b>	520 755,90	(69 718,16)	(69 718,16)	(69 718,16)		(69 718,16)	(69 718,16)
<b>Flujo de Efectivo (\$)</b>	(223 181,10)	13 994,41	13 994,41	13 994,41		13 994,41	13 994,41

(Página en blanco)